

УДК 621.4

## ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА НАТЯЖНОГО РОЛИКА МЕХАНИЗМА ПРИВОДА ГЕНЕРАТОРА И КОМПРЕССОРА КОНДИЦИОНЕРА ДВИГАТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ

© 2014 Е.П. Жильников, И.С. Барманов, К.К. Пилла

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)

Поступила в редакцию 17.04.2014

В статье проводится анализ выхода из строя подшипника натяжного ролика привода генератора и компрессора кондиционера автомобиля. На основании результатов испытаний сделаны выводы о причинах снижения долговечности, проведено исследование работоспособности с помощью математической модели. Приведены рекомендации по повышению ресурса натяжного ролика.

Ключевые слова: шариковый подшипник, ремень, натяжной ролик, привод, надёжность

На двигателях автомобиля для привода генератора и компрессора кондиционера применяются поликлиновые ремённые передачи. В механизме привода имеется натяжной ролик, с помощью которого создаётся необходимое усилие для работы передачи (рис. 1).

Натяжной ролик представляет собой однорядный шариковый подшипник, внутреннее кольцо которого крепится к двигателю, а на наружном кольце установлен шкив (рис. 2). При работе привода происходит выход из строя ролика вследствие разрушения подшипника из-за повышенного нагрева. При этом разрушение, как правило, происходит при высоких оборотах коленчатого вала двигателя 6500 об/мин, при этом частота вращения наружного кольца подшипника натяжного ролика составляет около 15000 об/мин.

Для повышения надёжности ролика были проведены: анализ разрушения подшипника и исследования работоспособности при исходных условиях эксплуатации с помощью математического моделирования работы подшипника.

Для анализа причин разрушения проводились стендовые испытания натяжного ролика в моторном боксе на ОАО «АВТОВАЗ», по результатам которых были составлены технические отчеты [1]. В результате испытаний отказы подтвердились. Подшипники выходили из строя из-за резкого повышения температуры, при этом частота вращения коленчатого вала соответствовала максимальным значениям. На рис. 3 показана диаграмма изменений температуры внутреннего кольца одного из испытуемых подшип-

ников. В результате резкого повышения температуры испытания прекратили, наработка составила 34 часа.

На рис. 4 приведён внешний вид подшипника после испытаний – состояние удовлетворительное. Подтеканий смазочного материала не обнаружено, вращение колец подшипника затрудненное. Результаты замеров показали: радиальный зазор и биение реборды относительно торца внутреннего кольца натяжного ролика соответствует требованиям чертежа, осевой зазор превышает допустимое значение.

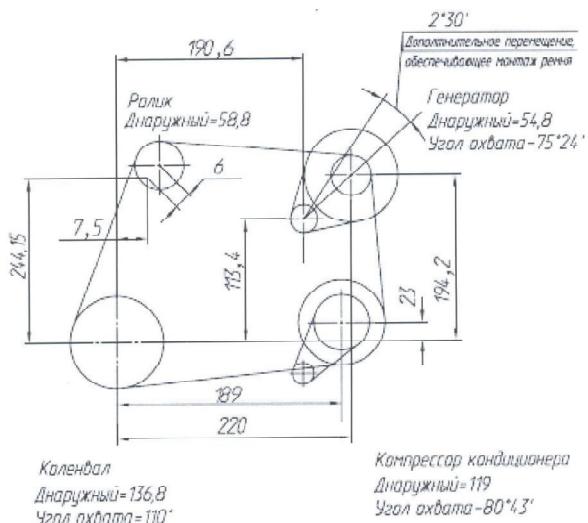
При разборке подшипника было обнаружено: частичное вытекание смазки из дорожек качения на борта и уплотнительные кольца, потери составили 36-50 %. Смазка имеет тёмно-коричневый цвет, фазовое состояние – жидкое (рис. 5, а). На рис. 5, б показан внешний вид разрушенного сепаратора и повреждения шариков.

При детальном изучении дорожек качения наружного и внутреннего колец были обнаружены мелкие вмятины и сколы на поверхности дорожек качения по слабоокисленному следу качения (рис. 6). Шероховатость поверхности дорожек качения, отклонение от круглости, волнистость наружного и внутреннего колец соответствуют чертежу. Твёрдость наружного кольца составила HRC 62, внутреннего – 61,5...62,5.

При осмотре шариков (рис. 7) обнаружены сколы и вмятины на поверхности всех шариков, имеются кольцевые тонкие полоски серовато-жёлтого цвета – следы окисления. Шероховатость и отклонение от сферической формы в норме. Твёрдость поверхности шариков составила HRC 63...63,5.

В результате микроисследования и химического анализа спектральным методом установлено, что материал полностью соответствуют нормативным документам, что говорит о надлежащем качестве изготовления деталей подшипника.

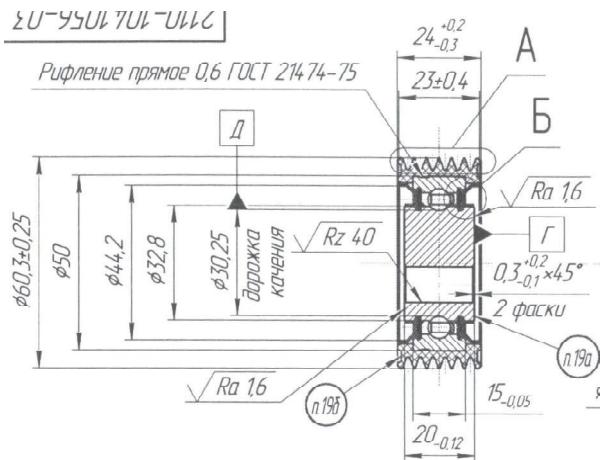
Жильников Евгений Петрович, кандидат технических наук, профессор кафедры основ конструирования машин. Барманов Ильдар Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин.  
E-mail: isbarmanov@mail.ru  
Пилла Кловис Кои, аспирант кафедры основ конструирования машин. E-mail: clovispilla@yandex.ru



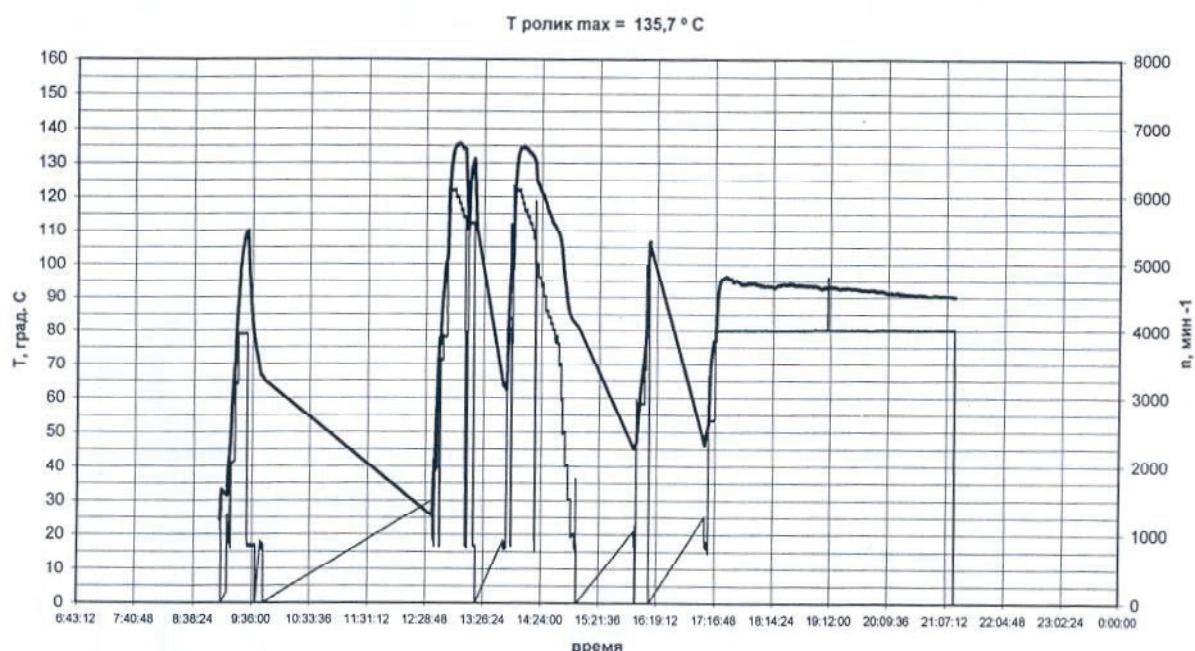
Коленвал  
Диаметрный=136,8  
Угол хвата=110°

Компрессор кондиционера  
Диаметрный=119  
Угол хвата=80°43'

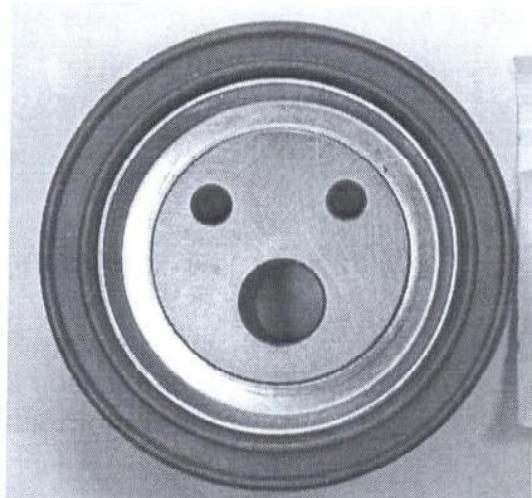
**Рис. 1.** Схема привода генератора  
и компрессора кондиционера



**Рис. 2.** Конструкция натяжного ролика



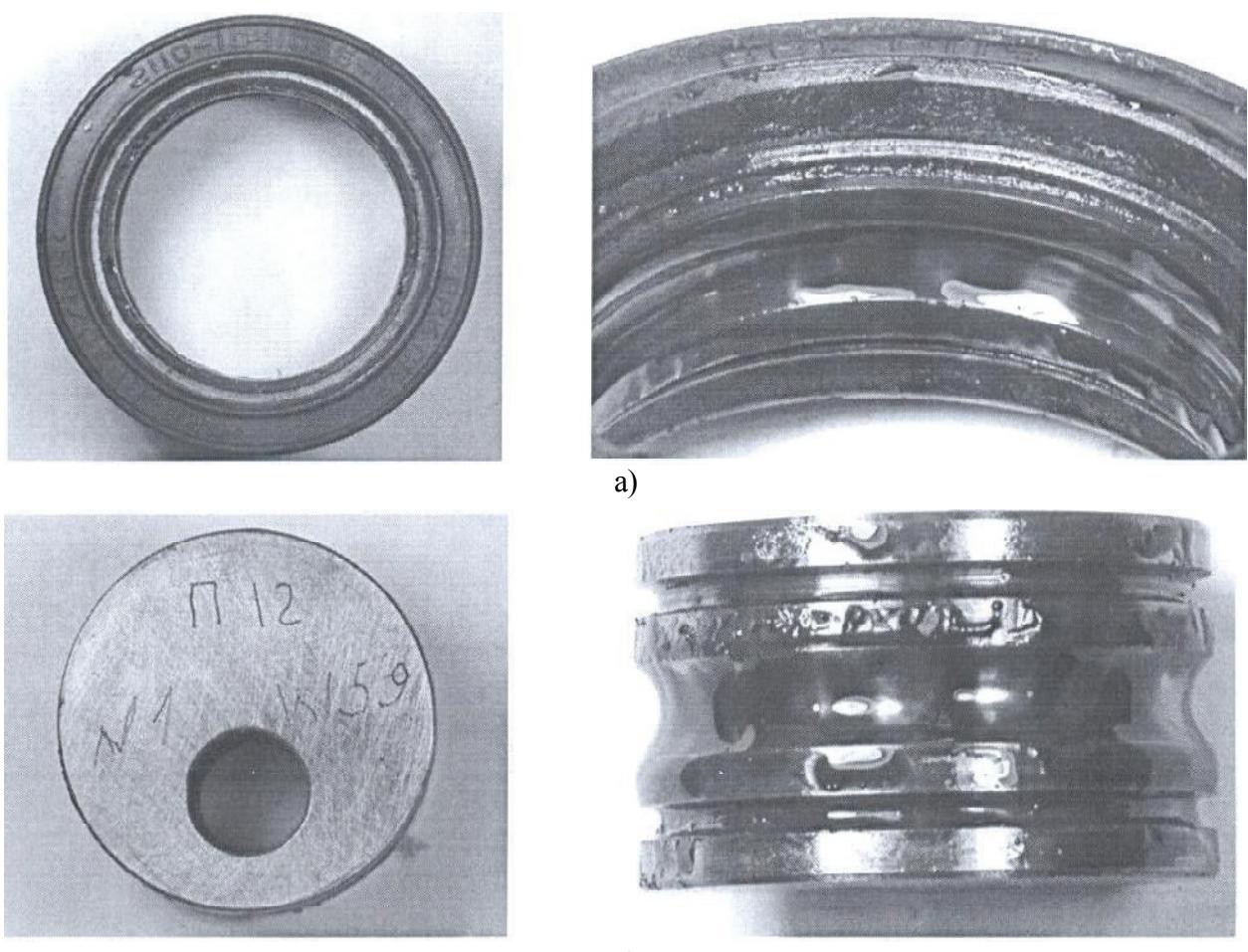
**Рис. 3.** Диаграмма изменения температуры внутреннего кольца подшипника при испытании



**Рис. 4.** Внешний вид подшипника после испытаний



**Рис. 5.** Внешний вид подшипника после разборки:  
а - анализ наличия смазки подшипника; б - сепаратор и шарики



**Рис. 6.** Внешний вид дорожек качения:  
а - наружное кольцо; б - внутреннее кольцо

В результате анализа состояния деталей подшипника после испытаний сделано следующее заключение: недопустимый перекос колец подшипника приводит к увеличению усилий в контактах шариков и колец, при этом нарушаются режим течения смазки (разрыв масляный плёнки), и как следствие, повышенное трение и тепловыделение. Повышение температуры приводит к изменению физико-химических свойств

смазки и материала деталей подшипника, что приводит к окислению их поверхности. Также работа подшипника с перекосом приводит к разрушению сепаратора.

Как известно, перекос всегда приводит к снижению долговечности и повышает уровень шума и вибрации, поэтому перекос необходимо сводить к минимуму. Особенности внутренней геометрии подшипника накладывают ограничения на допу-

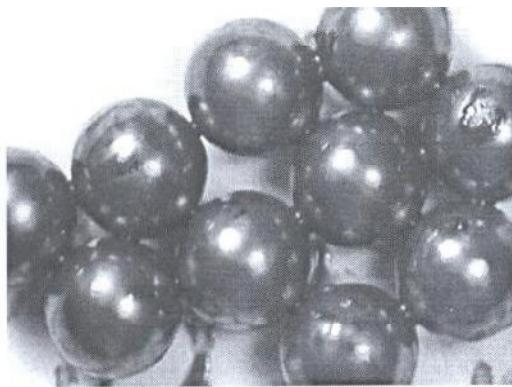


Рис. 7. Внешний вид шариков

стимый угол перекоса. Для оценки работоспособности подшипника в условиях перекоса были проведены расчёты по методике, изложенной в работе [2]. По данным численного расчёта (табл. 1) данного подшипника было установлено, что допустимый угол перекоса (при котором долговечность составляет не менее 1000 часов) составляет 11 минут при величине радиального зазора 0,005 мм и 13 минут при 0,015 мм. Расчётная долговечность при этом составляет 1335 и 1344 часов соответственно.

Анализируя схему привода, можно заключить следующее. При монтаже генератора на блок цилиндра двигателя возможно смещение плоскости шкива генератора относительно плоскости шкива натяжного ролика. При смещении плоскостей шкивов в ремённой передаче появятся дополнительные силы, способствующие увеличению перекоса колец подшипников. Если принять данное смещение, равным 1 мм, то угол перекоса ролика может достигать 17 минут, что больше допустимого перекоса. Поэтому, одним из возмож-

ных мероприятий по повышению долговечности натяжного ролика может быть обеспечение положения шкивов в одной плоскости. Однако это приведёт к определённым трудностям измерения и повышению трудоёмкости выполнения операции, что нецелесообразно при конвейерной сборке и ремонте на станциях техобслуживания.

В связи с этим для повышения надёжности работы натяжного ролика предлагается ряд следующих мероприятий:

- изменение конструкции (внутренней геометрии) подшипника, обеспечивающей более высокое значение допустимого угла перекоса;
- применение другого типа подшипника, например, двухрядного шарикового подшипника;
- применение смазочного материала с присадками и модификаторами трения, способствующие созданию на рабочих поверхностях износостойкого металлокерамического слоя;
- перейти на другой тип ремня – зубчатый, что позволит ремню самоустанавливаться в одной плоскости вращения.

Таблица 1. Результаты численного расчёта долговечности подшипника

Угол перекоса наружного кольца, мин	Долговечность, час	
	Радиальный зазор $\delta=0,005$ мм	Радиальный зазор $\delta=0,015$ мм
0	6188	5314
1	7050	69220
2	91488	56170
3	72381	6621
4	7577	6193
5	7397	6983
6	6908	7652
7	6011	6305
8	4673	6069
9	3298	5453
10	2158	4433
11	1335	3207
12	797	2143
13	476	1344
14	285	804
15	173	469

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Технический отчет №48-2013. Исследование натяжного ролика. ОАО «ЕПК Саратов» ОГК/ Руковади- тель проекта Халиков Р.Х.: Саратов, 2013. 6 с.
2. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД: монография / В.Б. Балыкин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макарчук. Самара: Изд-во СГАУ, 2007. 254 с.

**INCREASE OF THE LIFE OF A TENSION ROLLER OF THE MECHANISM  
OF THE DRIVE OF THE GENERATOR AND COMPRESSOR  
OF THE AIR CONDITIONER OF CAR ENGINES**

© 2014 E.P. Zhilnikov, I.S. Barmanov, C.K. Pilla

Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov  
(National Research University)

In this article, the analysis of failure of the bearing of a tension roller of the drive of the generator and the compressor of the air conditioner of the car is carried out. On the basis of results of tests carried out, conclusions are drawn on the reasons of decrease in fatigue life of the bearing; an investigation of the performance of the bearing of the tension roller was conducted by means of a mathematical model. Recommendations about increase of the life of the tension roller are provided.

Keywords: ball bearing, belt, tension roller, drive, reliability

---

*Evgeny Zhilnikov, Candidate of Technical Sciences, Professor.  
Ildar Barmanov, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor. E-mail: isbarmanov@mail.ru.  
Pilla Clovis Kohyep, Graduate Student.  
E-mail: clovispilla@yandex.ru.*