

УДК 621.833.05

А.П. ДОЛЯ, В.А. МИКИРТЫЧЕВ, Ю.М. СЕЛИВАНОВСКИЙ, В.В. СОРОЧАН, г. Николаев, ГП НПКГ «Зоря-Машипроект»

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВЫХ И РАДИАЛЬНЫХ УСИЛИЙ В РЕДУКТОРЕ МЕТОДОМ ТЕНЗОМЕТРИИ

The definition of axial and radial forces in gearboxes can be executed by strain measurement method. An example of strain measurement of gearboxes bearings in operation is given.

Коническо - цилиндрический угловой четырехступенчатый нереверсивный редуктор РВ-15 спроектирован ООО «Вариатор» по заказу Николаевского глиноземного завода, изготовлен редукторным производством производственного объединения «Зоря» (г. Николаев) и предназначен для привода шнека перемешивающего устройства.

На рис.1 представлена кинематическая схема редуктора.

Основные паспортные данные редуктора РВ-15:

Частота вращения ведущего вала1475 об/мин

Частота вращения выходного вала..... 6.5 об/мин

Суммарное передаточное отношение 228.2

Мощность двигателя привода 55 кВт

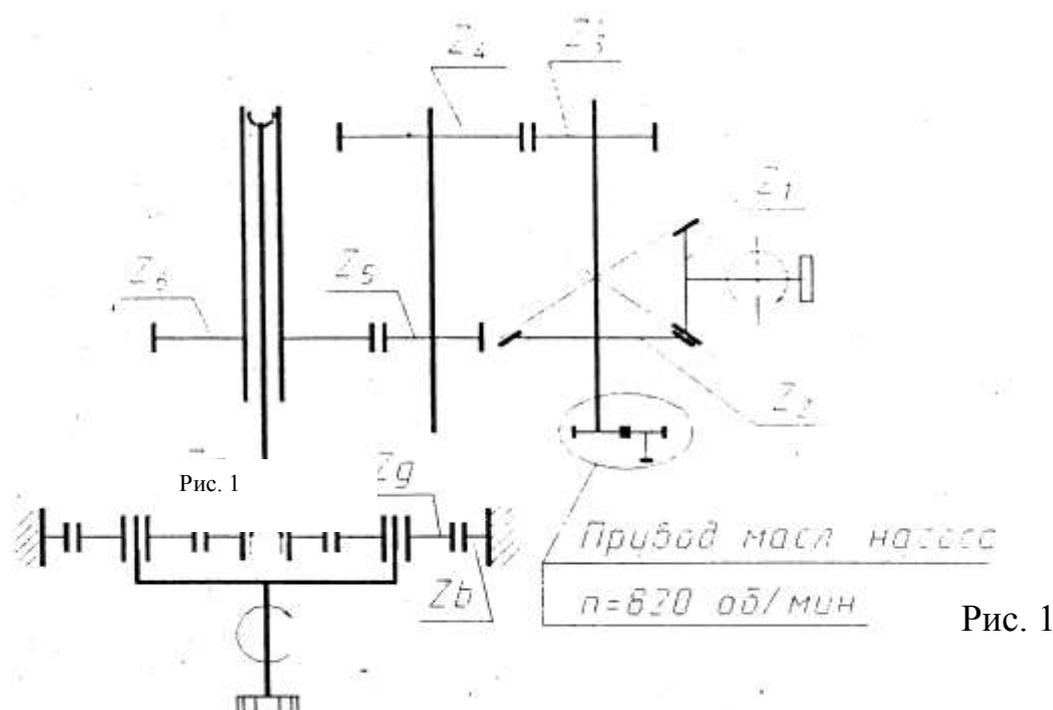
Система смазки циркуляционная, принудительная,
от навешенного маслоагрегата

Масло для смазки:.....маслосмесь

50% МС20 ГОСТ 21743-76 и 50% масло газотурбинное ГОСТ 10283-79,
разрешается замена на Mobilgear 626 или ИРп-40.

Температура масла в картере редуктора 20...80°С.

Давление масла в магистрали редуктора 0.04 ... 0,25 МПа



В приведенных (паспортных) данных вызывают сомнение некоторые цифры, относящиеся к масляной схеме. В частности, при обычной установке редукторов под открытым небом представляется сомнительным удержать летом температуру масла не выше 80°C без специальной системы охлаждения (при температуре воздуха $30 - 35^{\circ}\text{C}$ в тени температура металла на солнце составляет $70-80^{\circ}\text{C}$ без поступления тепла изнутри редуктора). Вязкость маслосмеси представляется заниженной для работы как тихоходной, так и быстроходной ступени. Вызывает сомнение целесообразность работы на одном и том же типе масла при различной температуре воздуха (зимой и летом).

Было изготовлено и введено в эксплуатацию 46 редукторов РВ-15. Нарботка отдельных редукторов по данным НГЗ превышала 40 тыс. часов. За время эксплуатации ряд редукторов был досрочно снят в связи с дефектами, часть из которых проявилась в работе, а часть была обнаружена при проведении плановых осмотров.

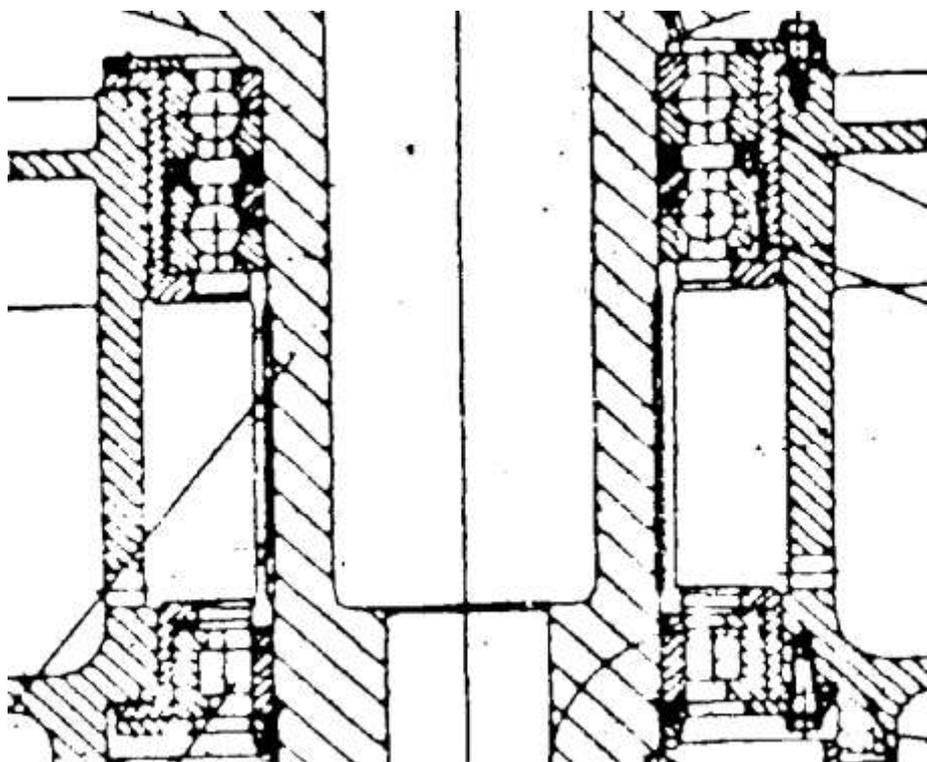


Рис. 2

На редукторах №№ 7003, 6001, 8021, 7008, 7013 и 8025 с наработками 35 тыс., 36 тыс., 20 тыс., 31 тыс., 26 тыс. и 30 тыс. часов соответственно упорно-опорные шарикоподшипники 176144 (рис.2) выходного вала имеют разрушения в виде местных усталостных выкрашиваний на отдельных шарах или полного разрушения подшипников (шаров, обойм и сепараторов). Кроме шаров, получивших огранку (макродефекты сферы), отмечено большое количество расколотых шаров.

Согласно проведенным на ПО «Зоря» исследованиям разрушенных шарикоподшипников наиболее вероятными причинами разрушения являлись:

неправильный подбор подшипников по долговечности или превышение расчетных нагрузок;

несовершенная система смазки, когда к наиболее нагруженным узлам подается недостаточное количество масла для охлаждения и смазки;

снижение вязкости смазки из-за повышенной температуры масла летом;

нарушение режима смазки при пусках-остановках (продолжительность которых составляет 5...15 минут), когда навесной агрегат неэффективен.

Официальных расчетов прочности и долговечности основных узлов редуктора, или исходных данных, принятых при расчетах, найти не удалось.

По официально не подтвержденным данным в техническом задании на проектирование указана максимальная осевая нагрузка 27 т. Минимальная долговечность опорно-упорного подшипника выходного вала при этой нагрузке составляет 9900 часов. С учетом корректирующих коэффициентов, рекомендуемых новой редакцией ГОСТа, эта величина составляет 20850 часов, что вдвое меньше реальной наработки. Результаты расчетов следует рассматривать как ориентировочные, поскольку, во-первых, величина фактической нагрузки неизвестна, а, во-вторых, наличие цветов побежалости и характерные формы разрушения подшипников свидетельствуют о том, что разрушению предшествовал значительный нагрев деталей.

Поэтому было принято решение провести натурное тензометрирование одного из редукторов в условиях эксплуатации с целью определения фактической осевой и радиальной нагрузок на выходном валу и уточнения причин поломки подшипников.

Определение осевых усилий методом тензометрии отработано достаточно хорошо как теоретически, так и аппаратурно. Схема замера осевых усилий была опробована неоднократно в научно-производственном предприятии «Машпроект» (г. Николаев) при замере осевых усилий в турбине и обеспечила общую точность от 5 до 10% при переменных усилиях, что является очень хорошим показателем при замере постоянных и переменных усилий непосредственно в производственных условиях (при работе газотурбинного двигателя).

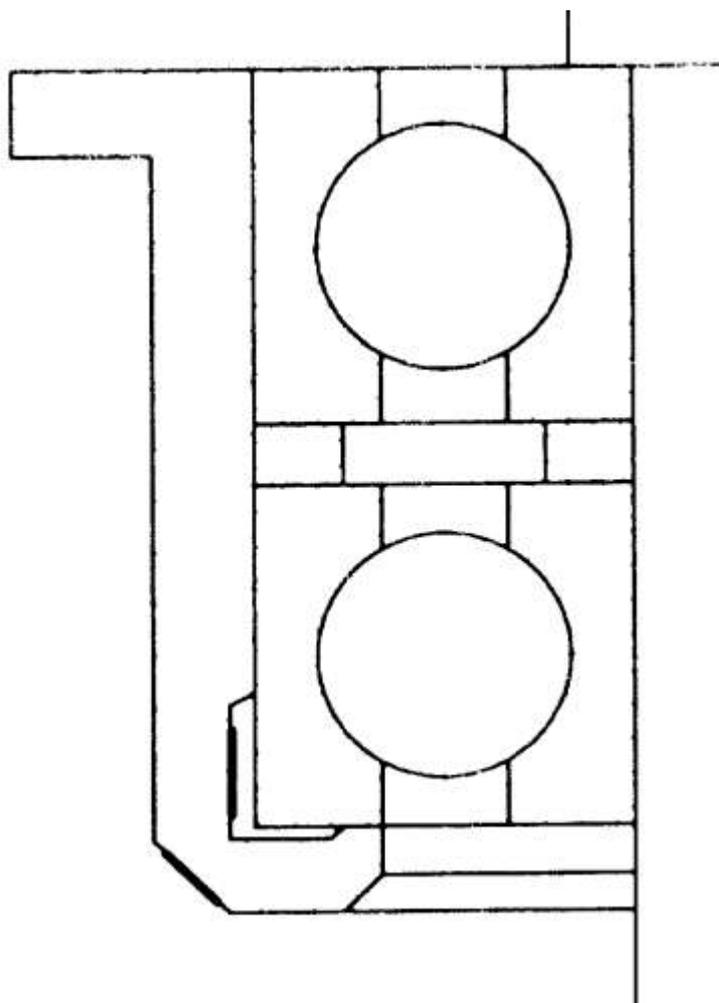


Рис. 3

Осевые усилия воспринимаются обычно неподвижной опорой, на которую устанавливают измерительное приспособление, имеющее один или несколько податливых (упруго деформируемых) элементов с закрепленными на них тензорезисторами. Суммарные деформации опорных элементов приспособления должны быть достаточно малым, чтобы не вносить изменений в схему нагружения опоры, но и достаточно большими, чтобы

сигнал с тензорезисторов превышал неизбежные помехи в несколько раз. После эксперимента измерительное устройство снимается и исследуемый узел продолжает эксплуатироваться в штатной компоновке.

Радиальные усилия определялись более сложным (с точки зрения оценки результата) способом. На наружной поверхности наружной обоймы подшипника в тангенциальном направлении закрепляется тензорезистор, а на посадочном месте подшипника делается местная выборка непосредственно под тензорезистором. После монтажа подшипника обойма с тензорезисторами фиксируется от проворота штифтом. Выборка выполняет две функции: освобождает место для крепления тензорезистора и изменяет схему нагружения обоймы подшипника. Элемент обоймы над выборкой можно рассматривать как балку на двух опорах (точнее балку на упругом основании с элементом, лишенным этого основания). При такой схеме практически любая ортогональная к обойме нагрузка вызовет в районе размещения тензорезистора деформации растяжения. Специфической особенностью данного метода измерений является сложность оценки результата: величина нагрузки постоянного направления может быть определена достаточно точно только, если направление действия силы проходит через тензорезистор. При переменном направлении радиальной силы (обычно вектор силы вращается вокруг оси вала) точное определение силы возможно только, если вектор силы пересекает место размещения

тензорезистора и одновременно ролик находится непосредственно над тензорезистором. Поскольку угловая скорость сепаратора примерно вдвое ниже угловой скорости вала, а ролики расположены достаточно далеко друг от друга, совпадения, описанные выше, имеют место не так часто. В связи с этим при одной и той же силе показания тензорезистора будут различными и реально отражает действие силы только максимум максимум показаний.

Принципиальной особенностью проводимого исследования являлось то,

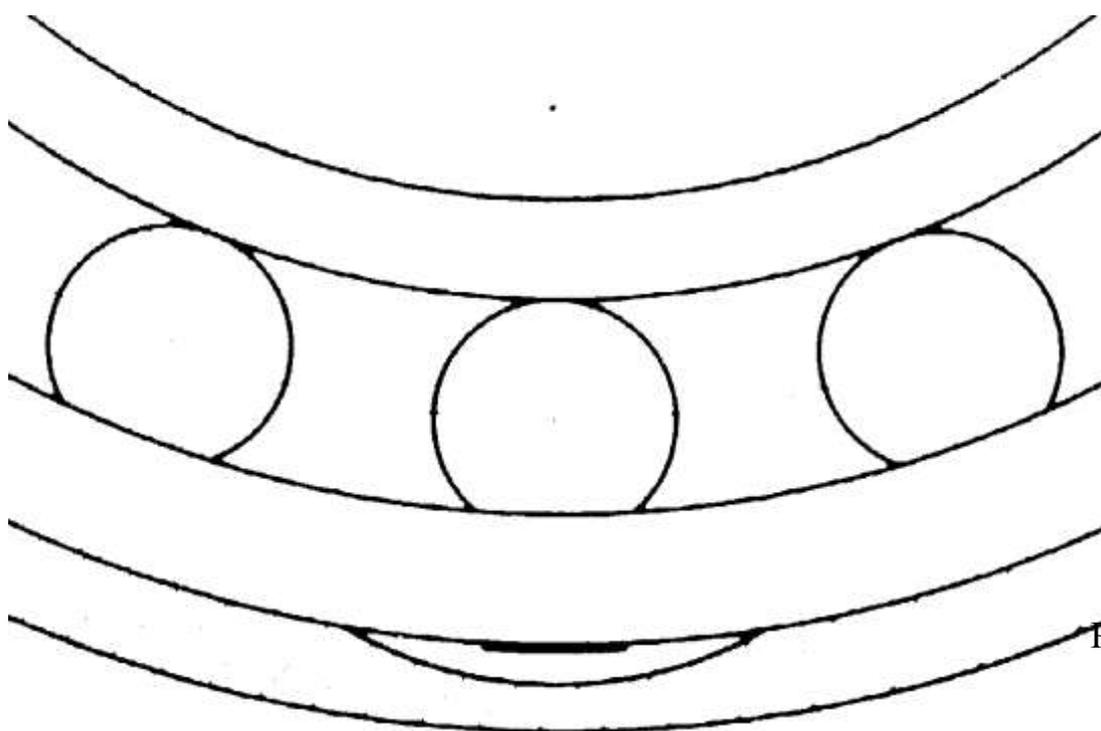


Рис. 4

что редуктор после монтажа и запуска должен работать без остановок и демонтажа год или более непрерывно. После проведения тензометрирования невозможно было повторно перебрать редуктор, поэтому все установленные измерительные элементы, тензорезисторы и коммутации должны были остаться в редукторе до очередного ремонта и не снижать эксплуатационной надежности. Поэтому было принято решение в качестве податливого элемента использовать штатный стакан подшипников (рис.2) с доработками, повышающими чувствительность измерительной схемы:

Был увеличен внутренний диаметр стакана в районе установки двух шариковых опорно-упорных подшипников для того, чтобы исключить заклинку или зависание обойм подшипников и обеспечить 100 % гарантии

передачи всего осевого усилия непосредственно на упорный буртик стакана подшипников.

Одновременно была уменьшена толщина стенки стакана в районе упорного бурта для того, чтобы увеличить местные деформации в местах наклейки тензорезисторов. Фаска в месте перехода от наружного диаметра стакана к упорному бурту была увеличена до размера, позволяющего разместить на фаске тензорезистор. Внутренняя торцевая поверхность опорного бурта была проточена - вплотную к внутреннему диаметру бурта был оставлен трехмиллиметровый поясok, который обеспечивал постоянство места приложения осевого усилия вне зависимости от изгибной деформации этого бурта (рис.3).

В месте установки роликового подшипника на внутренней цилиндрической поверхности подшипникового стакана были сделаны выборки длиной около 35 мм для размещения тензорезисторов на наружной поверхности обоймы роликового подшипника, а под ними в упорном бурте просверлены отверстия для вывода проводов (рис.4).

При проведении эксперимента были использованы проволочные константановые тензорезисторы из проволоки толщиной 0,03 мм с базой 5 мм сопротивлением 120 Ом на бумажной подложке. Для наклейки использовался клей БФ-2 с последующей термообработкой при $t=150^{\circ}\text{C}$.

Для замера осевого усилия тензорезисторы наклеивались на внутреннюю цилиндрическую поверхность подшипникового стакана в непосредственной близости от упорного бурта, и на наружную поверхность стакана на фаске при переходе от цилиндрической поверхности к бурту. Все тензорезисторы были сориентированы в вертикальной плоскости, проходящей через ось подшипникового стакана.

Два тензорезистора, наклеенные на внутреннюю и наружную поверхность друг против друга, образовывали полумост измерительной схемы. Один тензорезистор (внутренний) был наклеен в зоне деформации растяжения, а второй (наружный) – в зоне преимущественно деформаций

сжатия от изгиба бурта, поэтому объединение данных тензорезисторов в полумост повышало чувствительность измерительной схемы. Оба тензорезистора были наклеены в непосредственной близости друг от друга на одной детали, поэтому схема не нуждалась в термокомпенсации.

Всего было наклеено четыре полумоста равномерно расположенных по окружности.

Для измерения радиальных усилий рабочие тензорезисторы были наклеены в тангенциальном направлении, компенсационные – в осевом направлении. Рабочий и компенсационный тензорезисторы составляли полумост.

Для измерения использовались тензоусилители на несущей частоте 4АНЧ22 и программно–аппаратный комплекс «ПОС» (прибор обработки сигнала), который состоял из входного блока, содержащего усилители, фильтры и аналогоцифровые преобразователи, и управляющей ЭВМ на базе ноутбука. Результаты измерений фиксировались как в цифровом виде, так и в виде аналогового сигнала (с аналогово-цифровым преобразованием на входе и выходе).

Для проведения тарировки измерительной схемы были спроектированы и изготовлены приспособления, которые позволяли нагружать подшипники как осевой, так и радиальной нагрузкой. Нагрузка повышалась дискретно ступенями до 30 тонн (суммарно) с записью показаний тензорезисторов, подключенных к тензоизмерителю фирмы «Брюль и Къер» тип 1526. После окончания тарировки измерительной схемы в лабораторных условиях на вход тензоизмерителя 1526 подключался специальный калибратор, состоящий из двух сопротивлений, имитирующих два плеча измерительного полумоста. Дискретным изменениям набора сопротивлений задавались показания тензоизмерителя 1526, близкие к максимальным показаниям при тарировке измерительной схемы. Полученное фиксированное значение двух сопротивлений (полумоста) являлось тем самым эталоном, по которому настраивалась измерительная схема в рабочих условиях.

Настройка измерительной схемы в рабочих условиях производилась следующим образом. Калибратор устанавливался на вход усилителя АНЧ22 и за счет изменения усиления прибора на шкалах прибора и его выходе устанавливались показания, которые соответствовали эталонной нагрузке. После настройки прибора положения всех органов управления фиксировались. Этот метод был опробован неоднократными экспериментами и показал высокую сходимость результатов при тарировке и настройке аппаратуры в различных условиях.

После установки заданной чувствительности (настройки) схемы калибратор отключался от прибора, подключались тензорезисторы, установленные на деталях редуктора и при отсутствии нагрузки на редуктор выполнялась установка нулей измерительных мостов. После этого положения рукояток элементов управления были зафиксированы.

Измерения проводились четыре раза в течение двух месяцев. Каждое измерение продолжалось 2,5-3 часа, показания приборов регистрировались вручную, кроме того выполнялась непрерывная запись показаний отрезками по 12-18 минут для последующего поиска максимумов, которые могли быть пропущены при визуальном контроле. При всех измерениях редуктор вел себя спокойно, незначительная переменная составляющая имела частоту выходного вала. Ударных и хаотически изменяющихся нагрузок не зафиксировано.

Обработанные результаты представлены в таблице.

Таблица – Результаты измерения осевых и радиальных усилий на выходном валу редуктора РВ-15 № 8021

Дата измерен ия	Режим работы	Осевое усилие, кГс					Радиал. усилие кГс			
		Полумост №				Дин сост	Полумост №			
		1	2	3	4		1	2	3	4
06.02.02	Вода	11500	12300	-	10400	1300	-	-	-	-
11.02.02	Глиноз.	8500	9500	-	7500	1200	3500	-	3300	-
21.03.02	Глиноз.	8000	8200	-	6800	1200	3200	-	3150	-

12.04.02	Глиноз.	7800	8100	-	6700	1100	3250	-	2900	-
30.05.02	Глиноз	10600	10500	-	11300	1350	3350	-	3250	-

Из таблицы следует что при исправном редукторе осевые усилия стабильны и составляют от 6.7 до 12.5 т при динамической составляющей 1100 – 1200 кгс на данном редукторе. Радиальное усилие составляет 3 – 3.5 т и не имеет резких выбросов. На разброс величины осевого усилия заметное влияние оказывает удельный вес раствора в мешалке: размешивающее устройство (шнек), подвешенный к выходному валу редуктора, имеет герметичную полость около 2 м³, а выталкивающая сила пропорциональна удельному весу смеси.

Измеренные в процессе эксперимента нагрузки не способны вывести из строя редуктор в пределах заданного ТУ срока.

Поэтому из перечисленных (см. выше) возможных причин разрушения подшипника остается только неоптимальная организация смазки.

Подшипники относятся к деталям, для которых задача распределения нагрузок между элементами является статически неопределимой. При расчете реального распределения нагрузок с учетом напряженно-деформированного состояния элементов можно получить ошибочный результат, если учитывать только производственные и монтажные отклонения и силовые деформации, не принимая во внимание термических деформаций различно разогретых деталей.

Исследованию работы точных механизмов, к которым относятся зубчатые передачи и подшипники, в условиях нестабильных термических полей посвящено много литературы. В данном случае представляет интерес теория термической нестабильности, разработанная для зубчатых передач. Поскольку шарики упорного подшипника имеют производственные отклонения распределение нагрузки также неравномерно. Более нагруженный шар при плохом теплоотводе начинает заметно повышать свою

температуру относительно остальных, в результате увеличивается его диаметр и нагрузка. Теоретически вся нагрузка может быть воспринята тремя наиболее нагретыми шарами, что существенно перегружает эти шары. В результате при относительно небольшом перераспределении может начаться усталостное выкрашивание шаров (питтинг), а при большом перераспределении нагрузок шар раскалывается. Характерным признаком того, что дефект связан с повышенными температурами является наличие цветов побежалости или серого цвета с нагаром масла на деталях.

Одним из простейших средств борьбы является организация интенсивной смазки охлажденным маслом для выравнивания температур шаров.

Однозначно утверждать, что указанная причина разрушения подшипников является единственной, нельзя. Для проверки гипотезы необходимы довольно сложные исследования, а предлагаемый метод ликвидации дефекта (постановка автономного насоса и воздушного или водяного холодильника, увеличение производительности навесного маслонасоса и организация подачи масла в нужные места) прост, дешевле всех исследований и может сразу дать положительный результат.