

(19)



**Евразийское
патентное
ведомство**

(21) **201900285** (13) **A1**

(12) **ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ЕВРАЗИЙСКОЙ ЗАЯВКЕ**

(43) Дата публикации заявки
2020.10.30

(51) Int. Cl. **G01M 13/04 (2006.01)**

(22) Дата подачи заявки
2019.04.19

(54) **СПОСОБ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ОЦЕНКИ С РАНЖИРОВАНИЕМ ПРИЧИН ИЗНОСА ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ РОТОРНЫХ АГРЕГАТОВ**

(96) **2019000038 (RU) 2019.04.19**

(72) Изобретатель:

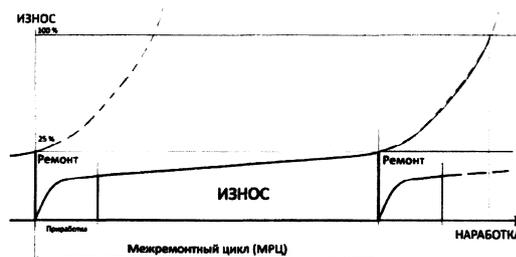
(71) Заявитель:
**АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
"РОТЕК" (АО "РОТЕК") (RU)**

**Байдакова Юлия Олеговна, Клименко
Олег Григорьевич, Лифшиц Михаил
Валерьевич (RU)**

(74) Представитель:

Котлов Д.В., Яремчук А.А. (RU)

(57) Изобретение относится к испытанию машин и устройств, в частности к методам диагностики узлов трения, таких как подшипники скольжения, и прогнозированию износа их в процессе эксплуатации. Способ включает этап получения данных, характеризующих параметры исправного состояния подшипниковых узлов роторных агрегатов; этап получения архивных данных, полученных за анализируемый период; этап сравнения значений данных из архива с данными, характеризующими параметры исправного состояния; этап определения, с учетом конструктивной принадлежности подшипникового узла, естественного износа подшипникового узла в зависимости от наработки и количества пусков агрегата; этап определения вибрационного износа подшипникового узла, обусловленный продолжительностью воздействия абсолютной вибрации подшипниковой опоры и относительной вибрации ротора при условии нахождения его в работе; этап определения, с учетом конструктивной принадлежности подшипникового узла, температурного износа подшипникового узла, обусловленного продолжительностью воздействия температуры подшипника и температуры смазки; этап определения параметров циклического изменения температуры подшипника; этап определения циклового износа подшипникового узла, обусловленного амплитудой и периодом циклического изменения температуры; этап определения на основе полученных данных суммарного износа и причин, вызывающих ускоренный износ подшипниковых узлов роторных агрегатов. После чего ранжируют причины по уровню влияния. Определяют прогноз остаточного ресурса подшипника на момент окончания межремонтного периода и определяют наработку на отказ до полного разрушения подшипника при сохранении условий эксплуатации в последующий период аналогично предшествующему. Использование заявленного изобретения позволяет повысить точность определения износа подшипника без его разборки, повышение точности прогноза времени работы подшипника до разрушения и повышение точности определения причин ускоренного износа.



A1

201900285

201900285

A1

Способ автоматической оценки с ранжированием причин износа подшипниковых узлов роторных агрегатов

Область техники

Изобретение относится к испытанию машин и устройств, в частности к методам диагностики узлов трения, таких как, подшипники скольжения, и прогнозированию износа их в процессе эксплуатации.

Уровень техники

Причинами нарушения нормальной работы и повреждений подшипников скольжения являются: нарушение режима смазки; попадание в подшипник посторонних твёрдых частиц; воздействие вибрационных нагрузок; дефекты заливки антифрикционного материала; неудовлетворительная подгонка вкладышей и упорных подушек.

Нарушение режима смазки вызывает перегрев подшипника, а при несвоевременном обнаружении это может привести к местному подплавлению баббита и его натягу - наволакивание баббита с нижнего вкладыша в район разъёма подшипника. Если процесс не будет прогрессировать, то за счёт искусственного увеличения зазора при натяге подшипник сможет продолжать нормально работать. Если же перегрев будет усиливаться, произойдёт размягчение баббита с большой площади вкладыша, налипание его на шейку вала, что приведёт к исчезновению зазора и полному выплавлению заливки подшипника.

При работе в подшипник между шейкой вала и вкладышами могут попадать различные твёрдые частицы, заносимые маслом. Это приводит к образованию на шейке вала и заливке вкладышей кольцевых рисок и царапин, что вызывает нарушение условий смазки и ухудшение скольжения. При значительных вибрационных нагрузках вследствие ударов шейки вала происходит наклёп баббита. На поверхности заливки появляются видимые невооружённым глазом белые пятна и мельчайшие трещины. Постепенно трещины сливаются в замкнутые контуры, в которых происходит отслаивание и выкрашивание баббита. Наличие трещин препятствует установившейся работе масляной плёнки. Отслаивающиеся и выкрашивающиеся кусочки баббита забивают зазор и нарушают нормальную смазку. В отдельных случаях это может привести к натягу баббита. В эксплуатации встречаются случаи повреждения подшипников вследствие неудовлетворительного качества заливки или применения баббита несоответствующего или неудовлетворительного качества. При этом дефект выражается в плохом сцеплении баббитовой заливки с металлом вкладыша, что может вызвать образование трещин в

нижней части вкладыша. Трещины повлекут за собой выкрашивание кусочков баббита, забивание ими зазора и нарушение нормальной смазки подшипника.

В отдельных случаях может произойти подплавление баббита. Дефектом заливки является также неоднородность структуры различных слоев баббита вкладышей вследствие различных скоростей охлаждения их нижних и верхних частей. Нормальная работа подшипника может быть нарушена плохим состоянием поверхностей шеек валов. Это бывает связано как с попаданием в подшипники посторонних твердых частиц, заносимых маслом, так и с их коррозионным повреждением, вызванным обводнением масла и неудовлетворительным контролем за состоянием подшипников. Причиной коррозии шеек может явиться также несоблюдение и невыполнение порядка консервации подшипников при бездействии установки. [1]

На сегодняшний день практически все объекты генерации оборудованы развитыми АСУ ТП (Автоматизированная система управления технологическим процессом). Применяемые АСУ ТП по своей природе не являются инструментами анализа изменений в техническом состоянии, хотя во многом служат для предотвращения наступления аварийного события. Статистика инцидентов и аварий свидетельствует о том, что автономные и встроенные в АСУ ТП системы мониторинга и диагностики энергетического оборудования недостаточно эффективны.

Контроль технического состояния основан на сравнении соответствий значений параметров и критериев их пределам и нормам, и параметров с эталонными энергетическими характеристиками. Такие системы функционируют как набор модулей, анализирующих работу различных подсистем объекта мониторинга. Для определения изменений в техническом состоянии и поиска их причин предполагается трудозатратный автоматизированный анализ работы систем мониторинга большим количеством экспертов.

В настоящее время важно не только определять вид технического состояния, в частности: «работоспособное», «частично работоспособное», «предельное», но и отслеживать изменения в уже определенном (первом и втором) состоянии.

Наиболее остро стоит задача контроля изменений в «работоспособном» техническом состоянии оборудования, вызываемых зарождением любого дефекта деталей, узлов и систем из существующего множества, для обнаружения нежелательных тенденций и прогнозирования их развития с целью предотвращения инцидентов и аварий.

Техническое диагностирование — это аппарат мероприятий, который позволяет изучать и устанавливать признаки неисправности (работоспособности) оборудования, устанавливать методы и средства, при помощи которых дается заключение (ставится диагноз) о наличии (отсутствии) неисправности (дефекта). Другими словами, техническая

диагностика позволяет дать оценку состояния исследуемого объекта. Такая диагностика направлена в основном на поиск и анализ внутренних причин неисправности оборудования.

К результатам диагностики можно отнести:

1. Определение состояния диагностируемого оборудования (оценка состояния оборудования);
2. Выявление вида дефекта, его масштабы, место расположения, причин появления, что служит основой для принятия решения о последующей эксплуатации оборудования (выводе в ремонт, дополнительном обследовании, продолжении эксплуатации и т. п.) или о полной замене оборудования;
3. Прогноз о сроках последующей эксплуатации — оценка остаточного ресурса работы электрооборудования.

Следовательно, можно сделать вывод, что для предупреждения образования дефектов (или выявления на ранних стадиях образования) и поддержания эксплуатационной надежности оборудования необходимо применять контроль оборудования в виде системы диагностики.

Причинами нарушения нормальной работы и повреждений подшипников скольжения в основном являются: нарушение режима смазки; попадание в подшипник посторонних твёрдых частиц; воздействие статических и вибрационных нагрузок; дефекты заливки антифрикционного материала; неудовлетворительная подгонка вкладышей и упорных подушек.

Нарушение режима смазки вызывает перегрев подшипника, а при несвоевременном обнаружении это может привести к местному подплавлению баббита и его натягу - наволакивание баббита с нижнего вкладыша в район разъёма подшипника. Если процесс не будет прогрессировать, то за счёт искусственного увеличения зазора при натяге подшипник сможет продолжать нормально работать. Если же перегрев будет усиливаться, произойдёт выплавление баббита с большой площади вкладыша, налипание его на шейку вала, что приведёт к исчезновению зазора и полному выплавлению заливки подшипника.

При работе в подшипник между шейкой вала и вкладышами могут попадать различные твёрдые частицы, заносимые маслом. Это приводит к образованию на шейке вала и заливке вкладышей кольцевых рисок и царапин, что вызывает нарушение условий смазки и ухудшение скольжения. При значительных статических и вибрационных нагрузках вследствие ударов шейки вала происходит наклёп баббита. На поверхности заливки появляются видимые невооружённым глазом белые пятна и мельчайшие трещины. Постепенно трещины сливаются в замкнутые контуры, в которых происходит отслаивание и выкрашивание баббита. Наличие трещин препятствует установившейся работе масляной плёнки. Отслаивающиеся и выкрашивающиеся кусочки баббита забивают зазор и нарушают нормальную смазку. В отдельных случаях это может привести к натягу баббита.

В эксплуатации встречаются случаи повреждения подшипников вследствие неудовлетворительного качества заливки или применения баббита несоответствующего или неудовлетворительного качества. При этом дефект выражается в плохом сцеплении баббитовой заливки с металлом вкладыша, что может вызвать образование трещин в нижней части вкладыша. Трещины повлекут за собой выкрашивание кусочков баббита, забивание ими зазора и нарушение нормальной смазки подшипника. В отдельных случаях может произойти подплавление баббита.

Дефектом заливки является также неоднородность структуры различных слоев баббита вкладышей вследствие различных скоростей охлаждения их нижних и верхних частей.

Нормальная работа подшипника может быть нарушена плохим состоянием поверхностей шеек валов. Это бывает связано как с попаданием в подшипники посторонних твердых частиц, заносимых маслом, так и с их коррозионным повреждением, вызванным обводнением масла и неудовлетворительным контролем за состоянием подшипников. Причиной коррозии шеек может явиться также несоблюдение и невыполнение порядка консервации подшипников при бездействии установки.

На данный момент известно множество решений, реализующих процессы оценки технического состояния и прогнозирования выхода из строя подшипниковых узлов турбин газовых, паровых и гидравлических, а также подшипниковых узлов компрессоров, насосов, электрических генераторов, ветрогенераторов, газоперекачивающих агрегатов и газопоршневых установок.

Из уровня техники известен способ обнаружения повреждения опорного подшипника, поддерживающего во вращении вращающийся вал двигателя. (RU 2558007, G01M 13/04, опубл. 27.07.2015). Известный способ содержит следующие этапы: в течение всего периода измерения P считывают текущий вибрационный сигнал (V_c) механической вибрации компонентов двигателя; в течение периода P дискретизируют сигнал (V_c); сигнал синхронизируют относительно изменений режима N ; сигнал преобразуют в частотный сигнал для получения частотных спектральных полос, упорядоченных по режиму N ; вычисляют среднее значение амплитуд спектральных полос, чтобы получить текущую вибрационную сигнатуру (S_c) двигателя; вычисляют степень отклонения (Δ) между сигнатурой (S_c) и нормальной контрольной вибрационной сигнатурой (S_s); и степень отклонения (Δ) сравнивают с указателями дефектов заранее сформированной базы данных, объединяющей теоретические повреждения опорных подшипников двигателя, для определения потенциальных повреждений опорного подшипника.

Из уровня техники также известен способ определения износа подшипников скольжения (RU 2369852, G01M 13/04, опубл. 10.10.2009). Способ определения износа подшипников скольжения, включающий определение износа втулки I_2 за один час работы,

отличающийся тем, что дополнительно определяют износ втулки $I_2^{\text{дин}}$ с учетом динамического нагружения и процентного содержания абразивных частиц в пыли в зависимости от максимального размера абразивных частиц.

Из уровня техники также известна система способ для определения состояния подшипника (RU 2529644, G01M 13/04, опубл. 27.09.2014). Известный способ заключается в том, что посредством сенсорного блока определяют измеренное значение. Измеренное значение передают на блок моделирования. Посредством блока моделирования определяют результирующее значение, причем результирующее значение представляет собой, в частности, значение тока подшипника или значение, зависимое от тока подшипника. Результирующее значение передают на блок оценки, посредством которого результирующее значение обрабатывают таким образом, что определяют значение состояния подшипника. При этом значения состояния подшипника или значения, зависимые от значений состояния подшипника, сохраняют вместе со значением состояния выпрямителя тока. Также заявлена измерительная система, реализующая указанный способ.

Сущность изобретения

Задачей изобретения является создание нового способа оценки технического состояния с ранжированием причин износа подшипниковых узлов роторных агрегатов, который позволит осуществить оценку износа опорных подшипников за прошедший период с момента последнего ремонта; осуществить прогноз износа на окончание межремонтного цикла и по ожидаемой наработке подшипникового узла до полного разрушения; определить параметры, оказывающие влияние на износ сверх износа, обусловленного естественными причинами, а также позволит определить время работы агрегата с превышением значений заданных уставок, оказывающих влияние на износ опорных подшипников и наиболее изношенный подшипниковый узел.

Техническим результатом заявленного изобретения является повышение точности определения износа подшипника без его разборки, повышение точности прогноза времени работы подшипника до разрушения и повышение точности определения причин ускоренного износа.

Заявленный результат достигается за счет того, что в компьютерно-реализованном способе автоматической оценки с ранжированием причин износа подшипниковых узлов роторных агрегатов, выполняют этапы, на которых: получают данные, характеризующие параметры исправного состояния подшипниковых узлов роторных агрегатов, получают архивные данные, полученные за отчетный период, характеризующие: продолжительность межремонтного цикла, конструктивную принадлежность подшипникового узла,

фактическую наработку подшипниковых опор, количество пусков роторного агрегата, абсолютную вибрацию подшипниковой опоры, относительную вибрацию ротора, температуру подшипника, температуру смазки, сравнивают значения данных из архива с данными, характеризующими параметры исправного состояния, определяют, с учетом конструктивной принадлежности подшипникового узла, естественный износ подшипникового узла в зависимости от наработки и количества пусков агрегата; определяют вибрационный износ подшипникового узла, обусловленный продолжительностью воздействия абсолютной вибрации подшипниковой опоры и относительной вибрации ротора, при условии нахождения его в работе; определяют, с учетом конструктивной принадлежности подшипникового узла, температурный износ подшипникового узла, обусловленный продолжительностью воздействия температуры подшипника и температуры смазки; определяют параметры циклического изменения температуры подшипника, определяют цикловой износ подшипникового узла, обусловленный амплитудой и периодом циклического изменения температуры, и на основе полученных данных определяют суммарный износ и причины, вызывающие ускоренный выше естественного износ подшипниковых узлов роторных агрегатов, ранжируют причины по уровню влияния, определяют прогноз остаточного ресурса подшипника на момент окончания межремонтного периода и определяют наработку на отказ до полного разрушения подшипника при сохранении условий эксплуатации в последующий период аналогично предшествующему.

В частном случае реализации заявленного технического решения при определении вибрационного износа определяют следующие параметры: вибрация вала; средний зазор датчика радиальной вибрации подшипника; относительная вибрация вала.

В частном случае реализации заявленного технического решения при определении вибрационного износа анализ вибрационных параметров осуществляют при скорости вращения на 5-10 об/мин ниже номинальной скорости вращения агрегата при работе под нагрузкой.

В частном случае реализации заявленного технического решения температурный износ подшипникового узла определяют при нахождении подшипникового узла в работе, в режиме набора нагрузки и останова.

В частном случае реализации заявленного технического решения при определении температурного износа подшипникового узла дополнительно учитывают температуру масла перед подшипником.

В частном случае реализации заявленного технического решения определяют конструктивную принадлежность подшипникового узла роторного агрегата для подшипника Типа № 1, Типа № 2, Типа № 3.

Краткое описание чертежей

Детали, признаки, а также преимущества настоящего изобретения следуют из нижеследующего описания реализации заявленного технического решения и чертежей, на которых показано:

Фиг.1 – схема роторного агрегата типа ГТЭ-160;

Фиг.2 – график зависимости износа в период эксплуатации.

На фигурах цифрами обозначены следующие позиции:

1 – опора турбины с подшипниковым узлом; 2 – опора компрессора с подшипниковым узлом; 3 – опора генератора с подшипниковым узлом; 4 – опора генератора с подшипниковым узлом; 5 – турбина; 6 – камера сгорания; 7 – компрессор; 8 – генератор.

Раскрытие изобретения

Способ автоматической оценки с ранжированием причин износа подшипниковых узлов роторных агрегатов позволяет оценить износ опорных подшипников за прошедший период с момента последнего ремонта; осуществить прогноз износа в конце межремонтного цикла и по ожидаемой наработке подшипникового узла до полного разрушения; определить параметры, оказывающие влияние на износ сверх износа, обусловленного естественными причинами.

Составные части подшипниковой опоры:

корпус или стойка опоры, закрепленная на фундаментной конструкции роторного агрегата непосредственно или через изоляционную прокладку; разъемный вкладыш с баббитовой заливкой; цапфа (шейка вала ротора); опорные колодки; крышка корпуса подшипника; маслосъемные уплотнения; напорные и сливные трубопроводы масла системы смазки и встроенные емкости аварийного запаса масла; активные и пассивные виброгасители; контрольно-измерительные приборы.

Под наработкой в данном описании технического решения подразумевается продолжительность или объем работы подшипникового узла.

Под ремонтным циклом – наименьший повторяющийся интервал времени или наработка энергетического оборудования, в течение которых выполняются в определенной последовательности, в соответствии с требованиями нормативно-технической документации, все установленные виды ремонта.

Под межремонтным циклом – наработка подшипниковых узлов роторных агрегатов в период между ремонтными циклами или от ввода в эксплуатацию и до ремонтного цикла.

Под износом в данном описании технического решения подразумевается отношение использованного ресурса к ремонтному циклу.

Оценка износа и прогноз технического состояния на момент окончания межремонтного цикла осуществляются на основе анализа параметров эксплуатации агрегата с учетом конструктивных особенностей опор.

Способ позволяет определить время работы агрегата с превышением значений заданных уставок параметрами, оказывающими влияние на износ опорных подшипников, а также наиболее изношенный подшипниковый узел.

В заявленном способе для оценки износа принимают следующие расчетные параметры:

- суммарный износ, определяемый в конце анализируемого периода, включающий базовый (естественный) износ;

- вибрационный износ;

- температурный износ (по тепловому состоянию). Повреждения от перегрева возникают в результате значительного повышения температуры подшипника скольжения при сильном полусухом трении. Поэтому образование мест трения или задиров всегда сопровождается также температурными трещинами, изменением окраски и появлением мест наплавления. Отвод тепла смазочным материалом играет при этом решающую роль. Если больше не обеспечивается отвод тепла, то наступает полное повреждение. Уже при возникновении первых проявлений перегрева местами происходит изменение структуры, и снижается усталостная прочность материала. В пораженных местах образуются температурные трещины;

- циклический (учитывает цикличность изменения температуры баббита в анализируемом периоде).

При этом износ определяется с момента последнего ремонта, т.е. износ после ремонта равен 0%. У новой или отремонтированной опоры износа нет. Но в процессе эксплуатации опора подвержена износу. Степень износа зависит от текущей наработки опоры в межремонтном цикле, от конструктивных особенностей и влияния дополнительных факторов, влияющих на состояние всего узла и составных элементов.

В результате исследовательских и опытных работ определено, что текущая наработка является основным фактором износа подшипниковой опоры. При этом на износ влияют конструктивные особенности и область применения подшипниковой опоры, так, например, подшипниковые опоры, принадлежащие электродвигателям и электрическим генераторам паровых и газовых турбоагрегатов, частям турбины низкого (ЧНД) и среднего

(ЧСД) давления подвержены износу с низкой скоростью, подшипниковые опоры компрессоров и силовых турбин газотурбинных двигателей, и насосных агрегатов – подвержены износу со средней скоростью, а подшипниковые опоры, принадлежащие к редукторам и мельницам подвержены износу с высокой скоростью. На износ также влияет режим эксплуатации и цикличность нагрева, так, например, при малой амплитуде колебаний температуры баббита скорость износа низкая, при средней амплитуде колебаний температуры скорость износа средняя, а при высокой амплитуде колебаний температуры скорость износа высокая. Влияние на износ также оказывает вибрация подшипниковой опоры или вала, так, например, при вибрации, соответствующей допустимому уровню по нормативно-технической документации (НТД) скорость износа низкая, при вибрации, равной или выше 1 уровня предупредительной установки – скорость износа средняя, а при вибрации равной или выше 2-го уровня – высокая скорость износа. Также влияние на износ оказывает температура баббитовой заливки и температура смазочного масла, так, например, при температуре, соответствующей требованиям нормативно-технической документации (НТД) скорость износа низкая, при температуре равной или выше уровня предупредительной установки скорость износа средняя, а при температуре равной или выше аварийного уровня – скорость износа высокая.

При проведении оценки износа впервые износ на начало анализируемого периода равен базовому (естественному) износу, определенному по базовой кривой износа с учетом условий эксплуатации с момента последнего ремонта подшипниковой опоры. Условия эксплуатации зависят от наработки и количества пусков.

Прогнозируемый износ на момент окончания межремонтного цикла определяют исходя из анализа эксплуатации агрегата в последнем анализируемом периоде.

При этом, для оценки принимают следующие исходные данные:

- длительность межремонтного цикла. Для разных типов агрегатов, например, определена следующая длительность межремонтного цикла: ГТЭ-160 – 33 000 э.ч.; PG6111 FA – 48 000 ч.; GT13E2 – 36 000 ч; SGT 800 – 40 000 ч;
- дата последнего ремонта подшипникового узла;
- сведения о фактической наработке подшипниковых опор на момент ремонта;
- сведения о количестве пусков на момент проведения ремонта;
- сведения об износе на начало анализируемого периода (выходная информация предшествующего анализируемого периода);
- продолжительность анализируемого периода;
- архив регистрируемых за отчетный период параметров с известной частотой дискретизации: значений температуры баббита, абсолютной вибрации подшипниковой опоры, относительной вибрации вала.

Более детальный алгоритм определения износа приведен ниже по тексту описания, в рамках которого определяют влияние каждого отдельного фактора на величину и темп износа.

- Определяют базовый (естественный) износ, в процессе которого: определяют наработку агрегата в анализируемом периоде, э.ч (ч);

$$\Delta H = H_2 - H_1, \quad (1)$$

где H_1 , - общая наработка агрегата на начало анализируемого периода, э.ч (ч);

H_2 – общая наработка агрегата на окончание анализируемого периода, э.ч (ч).

На следующем этапе определяют наработку подшипникового узла после ремонта на момент начала анализируемого периода, э.ч (ч).

$$\Delta H_{p1} = H_1 - H_p, \quad (2)$$

где H_p – наработка на момент ремонта агрегата, э.ч (ч);

После чего определяют наработку подшипникового узла после ремонта на момент окончания анализируемого периода, э.ч (ч).

$$\Delta H_{p2} = \Delta H_{p1} + \Delta H, \quad (3)$$

определяют число пусков в анализируемом периоде

$$\Delta \Pi = \Pi_2 - \Pi_1, \quad (4)$$

где Π_1 - количество пусков агрегата на момент начала анализируемого периода;

Π_2 - количество пусков агрегата на момент окончания анализируемого периода;

определяют количество пусков агрегата после ремонта на момент начала анализируемого периода

$$\Delta \Pi_{p1} = \Pi_1 - \Pi_p, \quad (5)$$

где Π_p – количество пусков на момент последнего ремонта подшипниковой опоры.

определяют количество пусков агрегата после ремонта на момент окончания анализируемого периода

$$\Delta \Pi_{p2} = \Delta \Pi_{p1} + \Delta \Pi, \quad (6)$$

и определяют нормальный (естественный) износ на дату его определения

$$I_H = \frac{\left(\frac{H_p}{k_1}\right)^{0.2}}{12.5} + k_2 \cdot \Pi + H_p \cdot k_3, \quad (7)$$

где H_p – наработка агрегата на дату определения износа, э.ч (ч);

Π – число пусков агрегата на дату определения износа;

k_1 – длительность межремонтного цикла э.ч (ч);

k_2 – коэффициент, учитывающий влияние пуска (принят равным 0,0001);

k_3 – коэффициент, учитывающий конструкционное расположение подшипниковой опоры, принимается равным согласно данным, представленным в таблице 1.

Таблица 1 – Формула для определения коэффициента k_3

| Конструктивная принадлежность подшипника (опоры) | Формула для определения коэффициента k_3 |
|--|--|
| Тип № 1 | $k_3 = 0,08/k_1$ |
| Тип № 2 | $k_3 = 0,12/k_1$ |
| Тип № 3 | $k_3 = 0$ |

Разделение подшипников (опор) по конструктивной принадлежности связано с тем, что в зависимости от типа агрегата, в состав которого входит подшипник, его износ будет проходить с разным темпом и при одной и той же наработке оборудования подшипники разных типов будут иметь разную степень износа, при всех прочих равных условиях эксплуатации.

К Типу № 3 относятся подшипники наименее изнашиваемого оборудования - подшипники электрогенераторов, электродвигателей, гироскопов и других механизмов.

К Типу № 1 относятся подшипники оборудования, темп износа которых, при всех прочих равных условиях превышает темп износа подшипников Типа № 3 на 8 % (средняя скорость износа). К этому типу можно отнести подшипники паровых турбин, газовых турбин и компрессоров.

К Типу № 2 относятся подшипники оборудования, темп износа которых, при всех прочих равных условиях превышает темп износа подшипников Типа №3 на 12 % (высокая скорость износа). К этому типу можно отнести подшипники редукторов, насосов, мельниц.

Превышение темпа износа на 8 и 12 % выбрано исходя из среднестатистических показателей периодичности и объемов в ремонтных работах по восстановлению подшипниковых опор разных типов агрегатов.

Определяют вибрационный износ подшипникового узла, обусловленный продолжительностью воздействия абсолютной вибрации подшипниковой опоры и

относительной вибрации ротора. Вибрационный износ определяется при условии нахождения подшипниковых опор роторного агрегата в работе.

Определение вибрационного износа осуществляют при работе под нагрузкой, когда скорость вращения на 5-10 об/мин не ниже номинальной скорости вращения агрегата, так, например, вибрационный износ определяют при следующей скорости вращения:

$n > 2995$ для турбин типа ГТЭ-160, GT13E2, T-250/300 -240, K-300-240

$n > 5200$ для турбин типа PG 6111 FA;

$n > 6600$ для турбин типа SGT 800.

Воздействие абсолютной вибрации на подшипник определяют по параметрам среднеквадратичного значения (СКЗ) виброскорости, относящимся к данному подшипнику.

Определяют количество архивных значений, зарегистрированных автоматизированной системой управления технологическим процессом (АСУ ТП) по каждому параметру СКЗ при нахождении подшипниковых опор роторного агрегата в работе, соответствующих условиям, представленным в таблице 2. Принятые значения уставок по уровням соответствуют ограничениям функционирования при долговременной эксплуатации машин, связанных с вибрацией, установленных Правилами [2].

Таблица 2 – Значения уставок СКЗ

| Конструктивная принадлежность подшипника (опоры) | Значение уставки СКЗ | | |
|--|----------------------|--------------------|--------------------|
| | уровень 1, мм/с | уровень 2, мм/с | уровень 3, мм/с |
| Все типы подшипников | СКЗ < 4,5 | 4,5 < СКЗ < 7,1 | СКЗ ≥ 7,1 |

Отличные от указанных в таблице 2 значений уставок СКЗ могут быть приняты на основании технической документации эксплуатируемого оборудования или согласно утвержденной на объекте эксплуатации карте уставок срабатывания технологических защит, сигнализации и блокировок.

n_1 – количество значений параметра в архиве АСУ ТП за анализируемый период, не превышающих уставку СКЗ уровня 1;

n_2 – количество значений параметра в архиве АСУ ТП за анализируемый период, СКЗ которых находится в диапазоне уставок уровня 2;

n_3 – количество значений параметра в архиве АСУ ТП за анализируемый период, СКЗ которых соответствует условию уставки уровня 3.

Определяют износ по параметру СКЗ:

$$I_{\text{СКЗ}} = (n_1 \cdot k_{\text{СКЗ1}} + n_2 \cdot k_{\text{СКЗ2}} + n_3 \cdot k_{\text{СКЗ3}}) \cdot d \quad (8)$$

где $k_{\text{СКЗ1}}$, $k_{\text{СКЗ2}}$, $k_{\text{СКЗ3}}$ – константа, принимается равной согласно значениям, представленным в таблице 3.

d – дискретность регистрации параметров в архиве.

Таблица 3 – Константы для определения износа по параметру СКЗ

| Уровень СКЗ | Расчетная формула |
|-------------|------------------------------|
| Уровень 1 | $k_{\text{СКЗ1}} = 0$ |
| Уровень 2 | $k_{\text{СКЗ2}} = 0,16/k_1$ |
| Уровень 3 | $k_{\text{СКЗ3}} = 0,4/k_1$ |

Выражения для определения констант, указанных в таблице 3, получены эмпирически с использованием методов статистического анализа. Дополнительный износ подшипниковых опор сверх естественного по параметру вибрации СКЗ, мм/с, в межремонтном интервале при отсутствии превышений уставок, соответствующих уровням 2 и 3, составляет 0%. Максимальный износ подшипниковой опоры в межремонтном интервале сверх естественного при эксплуатации агрегата с вибрацией по параметру СКЗ, мм/с, на:

- уровне 2 составит 16%;
- уровне 3 составит 40%.

Воздействие относительной вибрации ротора на подшипник определяют по параметру двойной амплитуды (2A, мкм) вибрации ротора относительно статора. К 2A, мкм вибрации относятся параметры, содержащие следующие наименования в названии параметра в зависимости от типа агрегата:

- ГТЭ-160, К-300 - вибрация вала;
- PG 6111 FA - сред. зазор датчика рад. вибрации подшипника;
- GT 13E2 - относительная вибрация вала;
- SGT 800 - вибрация вала или gear Box Casing Vibration.

Определяют количество архивных значений, зарегистрированных автоматизированной системой управления технологическим процессом (АСУ ТП) за анализируемый период по каждому параметру 2A, мкм соответствующих условиям, представленным в таблице 4. Принятые значения уставок по уровням соответствуют зонам вибрационного состояния В и С, установленных положениями ГОСТ ИСО 7919-4-2002 [3].

Таблица 4 - Значения уставок амплитуды вибрации

| Конструктивная принадлежность подшипника (опоры) | Значение уставки 2A, мкм | | |
|--|--------------------------|----------------|----------------|
| | уровень 1, мкм | уровень 2, мкм | уровень 3, мкм |
| Все типы подшипников | 2A < 200 | 200 < 2A < 250 | 2A ≥ 250 |

Отличные от указанных в таблице 3 значений уставок 2A могут быть приняты на основании технической документации эксплуатируемого оборудования или по утвержденной на объекте эксплуатации карте уставок срабатывания технологических защит, сигнализаций и блокировок.

Определяют износ по параметру двойная амплитуда вибрации:

$$I_{a.v.} = (m_1 \cdot k_{a.v.1} + m_2 \cdot k_{a.v.2} + m_3 \cdot k_{a.v.3}) \cdot d, \quad (9)$$

где $k_{a.v.1}$, $k_{a.v.2}$, $k_{a.v.3}$ – константа, принимается равной согласно значениям, представленным в таблице 5;

m_1 – количество значений в архиве параметров за анализируемый период, не превышающих уставку амплитуды вибрации уровня 1;

m_2 – количество значений в архиве параметров за анализируемый период, амплитуда вибрации которых находится в диапазоне уставок уровня 2;

m_3 – количество значений в архиве параметров за анализируемый период, амплитуды вибрации которых соответствует условию уставки уровня 3;

d – дискретность регистрации параметров в архиве.

Таблица 5 – Константы для определения износа по параметру 2A

| Уровень СКЗ | Расчетная формула |
|-------------|------------------------|
| Уровень 1 | $k_{a.v.1} = 0$ |
| Уровень 2 | $k_{a.v.2} = 0,16/k_1$ |
| Уровень 3 | $k_{a.v.3} = 0,4/k_1$ |

Выражения для определения констант получены эмпирически на основе анализа архивных данных с использованием методов статистического анализа. Дополнительный износ подшипниковых опор сверх естественного по параметру вибрации 2A в межремонтном интервале при отсутствии превышений уставок, соответствующих уровням 2 и 3, составляет 0%. Максимальный износ подшипниковой опоры в межремонтном интервале сверх естественного при эксплуатации агрегата с вибрацией по параметру 2A, мкм, на:

- уровне 2 составит 16%;
- уровне 3 составит 40%.

Определяют износ, обусловленный параметрами вибрации в отчетном периоде
Износ, обусловленный параметрами вибрации, принимается равным максимальному, исходя из анализа абсолютной и относительной вибрации в отчетном периоде

$$I_B = \max(I_{\text{скз}}; I_{\text{а.в.}}) \quad (10)$$

Определяют температурный износ подшипникового узла, обусловленный продолжительностью воздействия температуры подшипника и температуры смазки.

При оценке износа по тепловому состоянию ведется анализ параметра температуры баббита в отчетном периоде, при нахождении агрегата в работе, в режиме набора нагрузки и останова, т.е. при скорости вращения $n > 200$ об/мин.

Определяют количество архивных значений, зарегистрированных автоматизированной системой управления технологическим процессом (АСУ ТП) за анализируемый период по каждому параметру соответствующим условиям, представленным в таблице 6. Значения уставок по уровням принимается на основе действующей на объекте эксплуатации оборудования карты уставок срабатывания технологических защит, сигнализации и блокировок.

Таблица 6 - Значения уставок температуры баббита

| Конструктивная принадлежность подшипника (опоры) | Значение уставки | | |
|--|---------------------------|--------------------------------|------------------------------|
| | уровень 1, °C | уровень 2, °C | уровень 3, °C |
| Все типы подшипников | $t_{\text{баббита}} < TC$ | $TC < t_{\text{баббита}} < T3$ | $t_{\text{баббита}} \geq T3$ |

где TC – значение уставки технологической сигнализации согласно утвержденной на объекте эксплуатации карте уставок срабатывания технологических защит, сигнализации и блокировок;

T3 – значение уставки технологической защиты согласно утвержденной на объекте эксплуатации карте уставок срабатывания технологических защит, сигнализации и блокировок.

$$I_t = 1, \text{ если } l_3 \geq 1; \\ \text{иначе} \quad (11)$$

$$I_t = (l_1 \cdot k_{t1} + l_2 \cdot k_{t2}) \cdot d$$

где k_{t1}, k_{t2} – константа, принимается равной согласно значениям, представленным в таблице 7.

l_1 – количество значений температуры баббита в архиве за отчетный период, не превышающих уставки уровня 1;

l_2 – количество значений температуры баббита в архиве за отчетный период, температура баббита которых находится в диапазоне уставок уровня 2;

l_3 – количество значений температуры баббита в архиве за отчетный период, которые соответствуют условию уровня 3;

d – дискретность регистрации параметров в архиве.

Таблица 7 – Константы для определения износа по тепловому состоянию

| Уровень изменения температуры баббита | Расчетная формула |
|---------------------------------------|---------------------|
| Уровень 1 | $k_{t1} = 0$ |
| Уровень 2 | $k_{t2} = 0,16/k_1$ |

Выражения для определения констант получены эмпирически на основе анализа архивных данных с использованием методов статистического анализа. Дополнительный износ подшипниковых опор сверх естественного по параметру температура баббита в межремонтном интервале при отсутствии превышений уставок, соответствующих уровням 2 и 3, составляет 0%. Максимальная степень износа подшипниковой опоры в межремонтном интервале при эксплуатации агрегата с температурой баббита на уровне 2 составит 16%, при одном и более количестве превышений уставки уровня 3 износ 100%.

Износ по тепловому состоянию подшипника соответствует максимальному износу, определенному по i -тому параметру, замеренному на этом подшипнике:

$$I_t = \max(I_{ti}) \quad (12)$$

Определяют износ с учетом режимных факторов циклического изменения параметров.

При оценке износа с учетом режимных факторов циклического изменения параметров оценивается цикличность изменения температуры баббита в отчетном периоде при нахождении агрегата в работе.

Для этого на основе анализа архива параметров в отчетном периоде определяются:

1. сумма приращений температуры баббита вверх $\Delta t_{\text{вверх}}$, °C;
2. среднечасовое приращение температуры баббита в анализируемом периоде δt , °C/ч;

$$\delta t = \Delta t_{\text{вверх}} / \tau, \quad (13)$$

где τ – время работы агрегата в отчетном периоде, ч;

3. максимальное значение часового приращения параметра по каждому анализируемому подшипнику δt_{max} , °C;

$$\delta t_{\text{max}} = \max(\delta t), \quad (14)$$

Максимальное часовое приращение температуры баббита по каждому анализируемому подшипнику, проверяется на выполнение условий, указанных в таблице 8. Значения уставок, определяющих уровень приращения температуры, определены эмпирически на основе анализа архивных данных с использованием методов статистического анализа.

Таблица 8 – Значения уставок изменения среднечасового приращения температуры баббита

| Конструктивная принадлежность подшипника (опоры) | Значение уставки | | |
|--|---------------------------|------------------------------------|------------------------------|
| | уровень 1, °C | уровень 2, °C | уровень 3, °C |
| Все типы подшипников | $\delta t_{max} < 0,1875$ | $0,1875 < \delta t_{max} < 0,2958$ | $\delta t_{max} \geq 0,2958$ |

Определяется средняя скорость цикла, °C/сут

$$S = \delta t_{max} * 24, \quad (15)$$

Определяется износ с учетом режимных факторов циклического изменения параметров

$$I_{cycle} = S \cdot k_{cycle}, \quad (16)$$

где k_{cycle} – константа, принимается равным согласно значениям, представленным в таблице 9.

Таблица 9 – Константы для определения износа с учетом режимных факторов циклического изменения параметров

| Уровень максимального часового приращения параметра | Значение константы |
|---|------------------------|
| Уровень 1 | $k_{cycle} = 0$ |
| Уровень 2 | $k_{cycle} = 0,12k_1$ |
| Уровень 3 | $k_{cycle} = 0,24/k_1$ |

Выражения для определения констант получены эмпирически на основе анализа архивных данных с использованием методов статистического анализа. Дополнительный износ подшипниковых опор сверх естественного по изменению параметра температура баббита в межремонтном интервале при отсутствии превышений уставок, соответствующих уровням 2 и 3, составляет 0%. Максимальная степень износа подшипниковой опоры в межремонтном интервале при эксплуатации агрегата с

циклическим изменением параметра температура баббита на уровне 2 составит 12%, при превышении уставки уровня 3 износ 24%.

Определяют общий износ в отчетном периоде.

Общий износ на момент окончания анализируемого периода складывается из естественного износа, износа, обусловленного параметрами вибрации, изменением температуры баббита и ее цикличностью, а также износа на начало анализируемого периода:

$$И = И_{в} + И_{t} + И_{cycle} + И_{0}, \quad (17)$$

где $И_0$ – износ на начало анализируемого периода.

Осуществляют прогноз износа на окончание межремонтного цикла

Оставшийся период работы до планового вывода в ремонт разбивается на отрезки равные по длительности анализируемому периоду. Исходя из предположения о сохранении количества пусков и числа часов работы, а также режима эксплуатации в каждом таком периоде определяется естественный износ за оставшийся период до ремонта по уравнению (7). К естественному износу на каждом отрезке времени до планируемого ремонта прибавляется износ вибрационный, износ по тепловому состоянию и износ, обусловленный цикличностью изменения параметров такой же, как в анализируемом периоде.

Износ на момент начала прогноза равен износу на момент окончания анализируемого периода.

Определяют время ожидаемой наработки

Определяется наработка на отказ до полного разрушения подшипника (когда общий износ будет равен 1) при условии сохранения условий эксплуатации в последующих периодах аналогичных анализируемому периоду. Естественный износ определяется по уравнению (7). Износ вибрационный, по тепловому состоянию и износ, обусловленный цикличностью изменения параметров в последующих периодах такой же, как в анализируемом периоде.

Источники информации:

- [1] <http://sudoremont.blogspot.com/2016/04/skoljenie.html>.
- [2] *Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации. Утверждены Приказом Минэнерго РФ №229 от 19 июня 2003 года.*
- [3] *ГОСТ ИСО 7919-4-2002 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Газотурбинные агрегаты.*
- [4] *ГОСТ ИСО 10816-4-2002 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 4. Газотурбинные установки.*

Формула изобретения

1. Компьютерно-реализованный способ автоматической оценки с ранжированием причин износа подшипниковых узлов роторных агрегатов, заключающийся в выполнении этапов, на которых:

получают данные, характеризующие параметры исправного состояния подшипниковых узлов роторных агрегатов,

получают архивные данные, полученные за отчетный период, характеризующие: продолжительность межремонтного цикла, конструктивную принадлежность подшипникового узла, фактическую наработку подшипниковых опор, количество пусков роторного агрегата, абсолютную вибрацию подшипниковой опоры, относительную вибрацию ротора, температуру подшипника, температуру смазки,

сравнивают значения данных из архива с данными, характеризующими параметры исправного состояния,

определяют, с учетом конструктивной принадлежности подшипникового узла, естественный износ подшипникового узла в зависимости от наработки и количества пусков агрегата;

определяют вибрационный износ подшипникового узла, обусловленный продолжительностью воздействия абсолютной вибрации подшипниковой опоры и относительной вибрации ротора, при условии нахождения его в работе;

определяют, с учетом конструктивной принадлежности подшипникового узла, температурный износ подшипникового узла, обусловленный продолжительностью воздействия температуры подшипника и температуры смазки;

определяют параметры циклического изменения температуры подшипника,

определяют цикловой износ подшипникового узла, обусловленный амплитудой и периодом циклического изменения температуры,

и на основе полученных данных определяют суммарный износ и причины, вызывающие ускоренный выше естественного износ подшипниковых узлов роторных агрегатов,

ранжируют причины по уровню влияния,

определяют прогноз остаточного ресурса подшипника на момент окончания межремонтного периода

и определяют наработку на отказ до полного разрушения подшипника при сохранении условий эксплуатации в последующий период аналогично предшествующему.

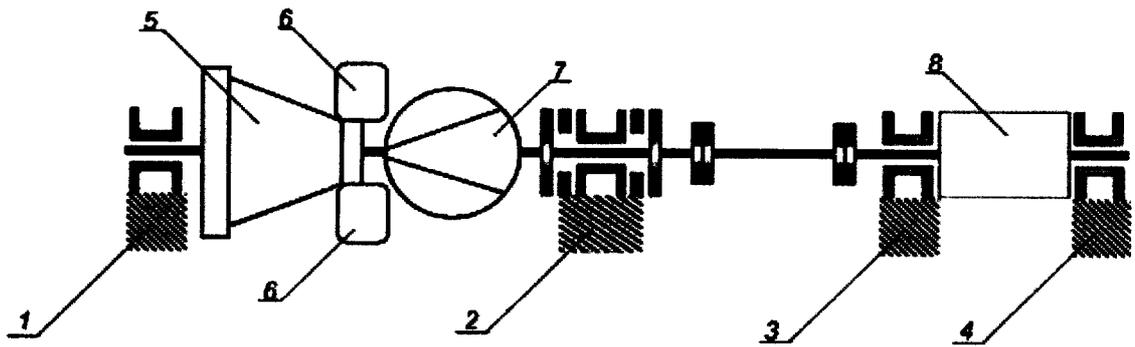
2. Способ по п.1, отличающийся тем, что при определении вибрационного износа определяют следующие параметры: вибрация вала; средний зазор датчика радиальной вибрации подшипника; относительная вибрация вала.

3. Способ по п.1, отличающийся тем, что при определении вибрационного износа анализ вибрационных параметров осуществляют при скорости вращения на 5-10 об/мин ниже номинальной скорости вращения агрегата при работе под нагрузкой.

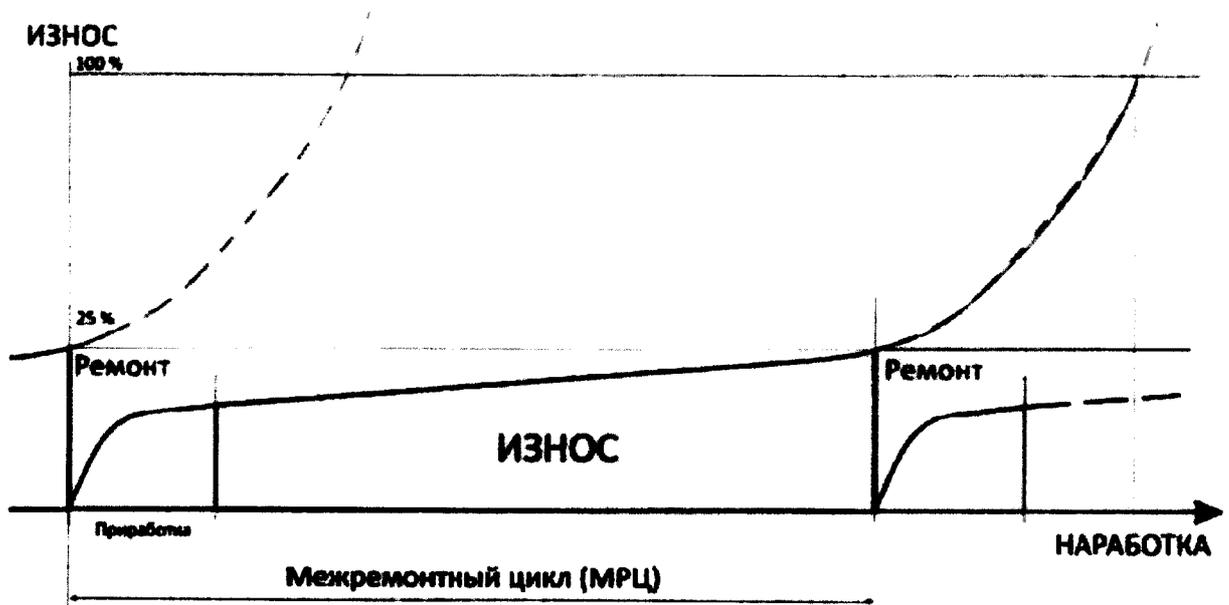
4. Способ по п.1, отличающийся тем, что температурный износ подшипникового узла определяют при нахождении подшипникового узла в работе, в режиме набора нагрузки и останова.

5. Способ по п.1, отличающийся тем, что при определении температурного износа подшипникового узла дополнительно учитывают температуру масла перед подшипником.

6. Способ по п.1, отличающийся тем, что определяют конструктивную принадлежность подшипникового узла роторного агрегата для подшипника Типа № 1, Типа № 2, Типа № 3.



Фиг. 1



Фиг. 2

ЕВРАЗИЙСКОЕ ПАТЕНТНОЕ ВЕДОМСТВО

ОТЧЕТ О ПАТЕНТНОМ
ПОИСКЕ(статья 15(3) ЕАПК и правило 42
Патентной инструкции к ЕАПК)

Номер евразийской заявки:

201900285

| | | | |
|---|--|---|----------------------|
| Дата подачи: 19 апреля 2019 (19.04.2019) | | Дата испрашиваемого приоритета: | |
| Название изобретения: СПОСОБ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ОЦЕНКИ С РАНЖИРОВАНИЕМ ПРИЧИН ИЗНОСА ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ РОТОРНЫХ АГРЕГАТОВ | | | |
| Заявитель: АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО "РОТЕК" (АО "РОТЕК") | | | |
| <input type="checkbox"/> Некоторые пункты формулы не подлежат поиску (см. раздел I дополнительного листа) <input type="checkbox"/> Единство изобретения не соблюдено (см. раздел II дополнительного листа) | | | |
| А. КЛАССИФИКАЦИЯ ПРЕДМЕТА ИЗОБРЕТЕНИЯ: | | | |
| МПК: G01M 13/04 (2019.01) | | СПК: G01M 13/04 (2019-01) | |
| Согласно Международной патентной классификации (МПК) или национальной классификации и МПК | | | |
| Б. ОБЛАСТЬ ПОИСКА: | | | |
| Минимум просмотренной документации (система классификации и индексы МПК) G01M 7/00-7/02, 13/00-13/04, 15/00-15/02, F04D 27/02, F16C 17/24 | | | |
| Другая проверенная документация в той мере, в какой она включена в область поиска: | | | |
| В. ДОКУМЕНТЫ, СЧИТАЮЩИЕСЯ РЕЛЕВАНТНЫМИ | | | |
| Категория* | Ссылки на документы с указанием, где это возможно, релевантных частей | | Относится к пункту № |
| Y | RU 2245533 C1 (ФРЕЙМАН ВИКТОР БОРИСОВИЧ и др.) 27.01.2005, реферат, с. 5, строка 13-с. 8 строка 19, фиг. 1 | | 1-6 |
| Y | RU 28547 U1 (ОТКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО "ВНИПП") 27.03.2003, реферат, с. 2, строка 24-с. 4, строка 12, фиг. 1, 2 | | 1-6 |
| Y | RU 2594387 C1 (ЗАКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО "ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ И ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСКИЙ ИНСТИТУТ МОРСКОГО ФЛОТА") 20.08.2016, реферат, с. 5, строка 28-с. 6, строка 37 | | 1-6 |
| A | SU 1328594 A1 (КРАМАТОРСКИЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ) 07.08.1987 | | 1-6 |
| <input type="checkbox"/> последующие документы указаны в продолжении графы В | | <input type="checkbox"/> данные о патентах-аналогах указаны в приложении | |
| * Особые категории ссылочных документов: | | | |
| "А" документ, определяющий общий уровень техники | | "Г" более поздний документ, опубликованный после даты приоритета и приведенный для понимания изобретения | |
| "Е" более ранний документ, но опубликованный на дату подачи евразийской заявки или после нее | | "Х" документ, имеющий наиболее близкое отношение к предмету поиска, порочащий новизну или изобретательский уровень, взятый в отдельности | |
| "О" документ, относящийся к устному раскрытию, экспонированию и т.д. | | "У" документ, имеющий наиболее близкое отношение к предмету поиска, порочащий изобретательский уровень в сочетании с другими документами той же категории | |
| "Р" документ, опубликованный до даты подачи евразийской заявки, но после даты испрашиваемого приоритета | | "&" документ, являющийся патентом-аналогом | |
| "D" документ, приведенный в евразийской заявке | | "L" документ, приведенный в других целях | |
| Дата действительного завершения патентного поиска: | | 07 ноября 2019 (07.11.2019) | |
| Наименование и адрес Международного поискового органа: Федеральный институт промышленной собственности РФ, 125993, Москва, Г-59, ГСП-3, Бережковская наб., д. 30-1. Факс: (499) 243-3337, телетайп: 114818 ПОДАЧА | | Уполномоченное лицо :  Н. В. Толмачева Телефон № (499) 240-25-91 | |