

На правах рукописи

УДК 621.005.5

БАСМАНОВ МИХАИЛ СЕРГЕЕВИЧ

**АВТОМАТИЗАЦИЯ ДИАГНОСТИКИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ
ОТВЕТСТВЕННЫХ ОБЪЕКТОВ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

Специальность 05.13.06 – Автоматизация и управление технологическими
процессами и производствами (машиностроение)

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва – 2008

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Деулин Евгений Алексеевич

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Утенков Владимир Михайлович

кандидат технических наук
Пересадько Андрей Григорьевич

Ведущая организация: ФГУП «НИИВТ им. С.А. Векшинского»

Защита состоится «___»_____2008 г. на заседании диссертационного совета Д 212.141.06 при МГТУ им. Н.Э. Баумана по адресу:
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5.

Ваш отзыв на автореферат в одном экземпляре, заверенный печатью, просим направить по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Телефон для справок: (499) 267-0963

Автореферат разослан «___»_____2008 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
д.т. н., доцент

Михайлов Валерий Павлович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Непрерывное совершенствование машин характеризуется увеличением мощностей и скоростей, снижением веса, повышением точности и долговечности. Так, одной из тенденций современного машиностроения является расширение числа функций, выполняемых системами автоматизированного управления. В настоящее время типовыми функциями, выполняемыми САУ, являются: управление циклом и режимами обработки изделий, контроль параметров и качества изделий, блокировка механизмов при возникновении отказов оборудования, регистрация аварийных событий, интеграция со смежными подсистемами оборудования и другие.

Однако для некоторых ответственных образцов высококлассного оборудования, в которых само явление отказа является недопустимым, поскольку может приводить к катастрофическим последствиям и большим экономическим убыткам, этого уже не достаточно. Таким образом, отказы в таких установках необходимо не блокировать, а предвидеть и предупреждать.

Примерами такого оборудования являются установки ОЖЕ, ВИМС, рентгеноструктурного анализа, применяемые для широкого класса ответственных машин и приборов. Пример установки ОЖЕ-электронной спектроскопии представлен на рис. 1. Установки позволяют исследовать физические и химические параметры, структуру изделий, при этом их стоимость может достигать 3 млн. долларов.



Рис.1 – Установка ОЖЕ-электронного анализа.

Практика эксплуатации и выполненные автором исследования показывают, что наиболее опасными объектами таких установок являются высокоскоростные подшипниковые узлы. Постепенный износ сепараторов таких подшипников может привести к взрывному отказу этих узлов. Так, выход из строя высокоскоростного насоса может привести к отказу системы управления и разгерметизации вакуумной системы установки, что может потребовать ремонта, стоимость которого превышает сотни тысяч долларов, а длительность которого превышает несколько недель.

Целью работы является создание научных основ построения системы автоматической диагностики высокооборотных подшипников ответственных объектов машиностроения. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие **задачи**:

1) определить комплекс параметров, потенциально пригодных в качестве критерия аварийных отказов ответственных подшипниковых узлов;

2) исследовать закономерность изменения критерия «накопленная работа трения» (далее – критерия НРТ) от величины суммарного износа сепаратора в период эксплуатации ответственного подшипникового узла;

3) разработать методику и аппаратные средства для автоматизированного расчета критерия НРТ.

Методы исследований. В работе использованы основные положения теории производительности машин Г.А. Шаумяна, теория надежности машин А.С. Проникова; теоретические исследования основаны на описанном Н.А. Спицыным и В.Н. Ивановым и далее развитом Е.А. Деулиным и Ю.В. Юрковым механизме взаимодействия сепаратора с шариками в шарикоподшипнике, нагруженном осевой нагрузкой, теории вероятности, теории точности, теории систем автоматического регулирования.

Экспериментальные исследования проводились на специально собранных стендах на базах лаборатории «Вакуумный привод» кафедры МТ-11 «Электронное машиностроение им. Н.Э. Баумана» и отдела термоядерных исследований РНЦ «Курчатовский институт» и включали методы быстрого преобразования Фурье, методы анализа объемной концентрации частиц износа в смазывающем масле механизмов. Обработка результатов экспериментов, оценка их точности и достоверности выполнялись на ЭВМ с применением теории вероятности и математической статистики.

Научная новизна.

1. Обоснован новый критерий НРТ аварийных отказов ответственных подшипниковых узлов, основанный на определении накопленной работы трения, затраченной на износ сепаратора шарикоподшипника во время его эксплуатации.

2. Разработана методика автоматизированного расчета критерия НРТ, используемого для предсказания аварийных отказов ответственных подшипниковых узлов, основанная на численном интегрировании работы сил трения, возникающих в шарикоподшипнике при его эксплуатации.

3. Впервые предложена схема построения системы предсказания аварийных отказов ответственных подшипниковых узлов на примере высокоскоростного подшипникового узла турбомолекулярного вакуумного насоса ТМН 01АБ1500-004, сочетающая измерение традиционных для диагностики параметров, таких как: частота вращения, амплитуды и частоты вибрации – с нетрадиционными для диагностирования параметрами, такими как: впускное давление ТМН и накопленная работа трения, затраченная на износ сепаратора шарикоподшипника.

Практическая ценность. Разработанные критерий НРТ, методика и аппаратные средства для его автоматизированного расчета могут быть использованы при разработке систем автоматического управления (САУ) технологического оборудования, что позволит оценивать ресурс ответственных подшипниковых узлов, используя информацию о текущей суммарной работе по износу сепаратора. Создаваемая система предсказания отказов ответственных подшипниковых узлов по своей структуре может быть встроена в уже существующие автоматизированные системы мониторинга (например, на установках Токамак-10 в РНЦ «Курчатовский институт» и др.).

На защиту выносятся

1. Критерий НРТ аварийных отказов ответственных подшипниковых узлов, основанный на определении накопленной работы трения, затраченной на износ сепаратора шарикоподшипника во время его эксплуатации.

2. Методика автоматизированного расчета критерия НРТ, используемого для предсказания аварийных отказов ответственных подшипниковых узлов, основанная на численном интегрировании работы сил трения, возникающих в шарикоподшипнике при его эксплуатации.

3. Схема построения системы предсказания аварийных отказов ответственных подшипниковых узлов на примере высокоскоростного подшипникового узла турбомолекулярного вакуумного насоса ТМН 01АБ1500-004, сочетающая измерение традиционных для диагностики параметров, таких как: частота вращения, амплитуды и частоты вибрации – с нетрадиционными для диагностирования параметрами, такими как: впускное давление ТМН и накопленная работа трения, затраченная на износ сепаратора шарикоподшипника.

Апробация работы. Результаты работы докладывались и обсуждались на заседаниях кафедры МТ-11 «Электронные технологии в машиностроении» МГТУ им. Н.Э. Баумана, на 10-й Всероссийской научно-технической конференции «Вакуумная наука и техника» (Крым, 2003), Международной конференции «Актуальные проблемы надежности технологических, энергетических и транспортных машин» (Самара, 2003), 10-й Международной научно-технической конференции студентов и аспирантов (Москва, 2004), 16-м Международном вакуумном конгрессе «IVC-16» (г. Венеция, Италия, 2004), 17-м Международном вакуумном конгрессе «IVC-17» (г. Стокгольм, Швеция, 2007 г.) и др.

Публикации. Основное содержание работы отражено в 8 печатных работах.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, 4 глав, общих выводов по работе, библиографического списка использованной литературы из 85 наименования и изложена на 162 страницах машинописного текста, включает в себя 28 рисунков и 14 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** обоснована актуальность, определена цель и поставлены задачи работы, сформулирована научная новизна и основные научные положения, выносимые на защиту. Показано, что создаваемая система предсказания отказов ответственных подшипниковых узлов по структуре и используемым методикам обработки информации наиболее близка к существующим системам диагностики роторных механизмов. Принципиальное отличие создаваемой системы от систем вибрационной диагностики, на наш взгляд, должно заключаться в том, что создаваемая система предсказания отказов ответственных подшипниковых узлов должна предоставлять пользователю не информацию о текущем состоянии механизма («диагнозе механизма»), а информацию о периоде, в течение которого ответственный механизм способен отработать до аварийного отказа.

В **первой главе** приведен детальный обзор существующих систем диагностики подшипниковых узлов, включающий описание системы по определению работоспособности турбомолекулярных насосов (ТМН), подшипниковый узел которого выбран автором в качестве типового ответственного подшипникового узла. Проведенный обзор показывает, что на данный момент не существует систем диагностики, гарантировано предупреждающих аварию в подшипниковом узле ТМН. Подшипниковый узел подвески быстровращающегося ротора насоса является самым ненадежным элементом, определяющим его надежность в целом. Согласно данным РНЦ «Курчатовский институт», износ сепараторов подшипников используемых турбомолекулярных насосов ТМН 01АБ1500-004 является причиной отказа около 90% насосов. Таким образом, для исключения аварий ответственных подшипников ТМН требуется доработка существующих систем диагностики с учетом особенностей рассматриваемых насосов и оборудования, их использующего.

В основу работы создаваемой системы диагностики долговечности турбомолекулярных насосов положена модель формирования постепенных отказов А.С. Проникова, которую необходимо учитывать при проектировании САУ установок, использующих турбомолекулярные насосы.

В результате проведенного анализа была определена совокупность параметров автоматизированного вакуумного оборудования, которые могут быть использованы в создаваемой системе диагностики долговечности ТМН, такие как: впускное и выпускное давления ТМН, электрическая мощность, потребляемая двигателем ТМН, частота вращения ротора ТМН, нагрузочно-частотная характеристика двигателя ТМН, вибрация корпуса ТМН, параметры смазывающего подшипники масла ТМН.

Проведен анализ влияния надежности турбомолекулярных насосов на производительность автоматизированного вакуумного оборудования. Пока-

зано, что производительность вакуумного оборудования, включающего ТМН, может быть увеличена более чем на 3-5% путем использования системы предсказания аварийных отказов ТМН.

Во **второй главе** представлены теоретические основы разрабатываемой системы предсказания отказов шарикоподшипниковых узлов быстровращающейся подвески ротора ТМН. Проведенные исследования базируются на работах Н.А. Спицына, В.Н. Иванова, Е.А. Деулина, Ю.В. Юркова. Известно, что при осевой нагрузке шарикоподшипника (что имеет место в ш/п ТМН) все шарики подшипника являются нагруженными одновременно. Накопление разности путей пробегаемых разными шариками, приводящее к росту сил взаимодействия этих шариков с сепаратором, приводит к проскальзыванию шариков по одному из колец. Картина такого взаимодействия деталей подшипника приведена на рис. 2, где показаны силы, действующие между шариками, сепаратором и кольцами.

В принятой теоретической модели используются следующие обозначения: F_{Ai} и F_{Bi} – силы трения между шариком и внутренним и наружным кольцами соответственно; F_{Ci} – сила трения между шариком и сепаратором; Q_{Ai} и Q_{Bi} – нормальные реакции на шарик внутреннего и наружного колец (соответственно) при взаимодействии шарика с сепаратором; Q_{Ci} – нормальная реакция на шарик сепаратора; r – радиус шарика; M_{Ai}^K и M_{Bi}^K – моменты трения качения между шариком и внутренним и наружным кольцами соответственно, Q_{Ai}^P и Q_{Bi}^P – нормальные реакции на шарик внутреннего и наружного колец от нагрузки на подшипник, M_{TP}^{\max} и M_{TP}^{\min} – максимальный и минимальный моменты трения подшипника.

Максимальное значение M_{TP}^{\max} рассчитывается из предположения, что лишь два шарика (ведущий и ведомый) с максимальной силой давят на сепаратор. Тогда M_{TP} определится следующим выражением:

$$M_{TP}^{\max} = R_B \mu_C Q_C^{CK} + (R_B/r + \cos \alpha) k F_A / \sin \alpha + z M_u^B \sin \alpha, \quad (1)$$

где R_B – радиус дорожки качения на внутреннем кольце, μ_C – коэффициент трения скольжения между шариком и сепаратором, Q_C^{CK} – нормальная сила взаимодействия ведущего шарика и сепаратора, при котором происходит проскальзывание ведомого шарика по наружному кольцу, α – фактический угол контакта шарика с внутренним кольцом, k – коэффициент трения качения между шариком и желобом кольца, z – количество шариков шарикоподшипника; M_u^B – момент трения верчения в контакте шарика с одним из колец (меньший).

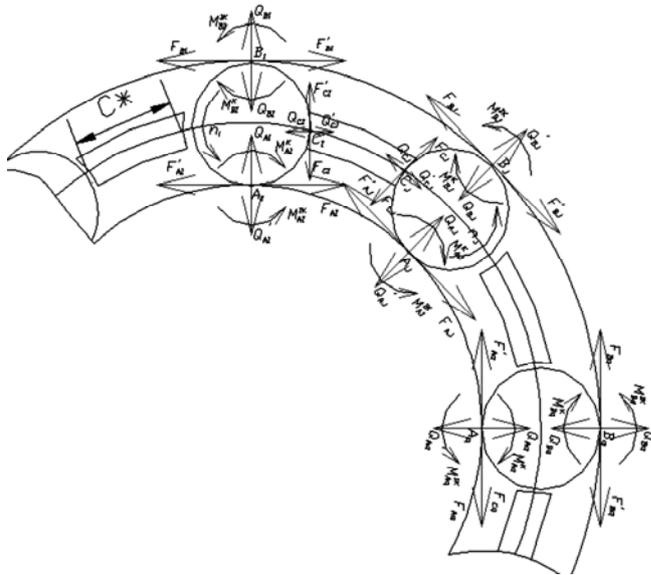


Рис. 2 – Схема сил, действующих на элементы шарикоподшипника в момент зажатия сепаратора ведущим и ведомым шариками, индекс “i” – ведущий шарик, “j” – ведомый, “q” – нейтральный; со штрихом обозначены силы, с которыми шарик действует на сепаратор и кольца.

Нормальная сила взаимодействия ведущего шарика и сепаратора, при котором происходит проскальзывание ведомого шарика по наружному кольцу:

$$Q_C^{CK} = 2Q_{PA} \frac{\mu_A + k/R_B}{\mu_A \left[1 - 2\chi \mu_A + (2\chi - 1) k/R_B \right] + 1}, \quad (2)$$

где μ_A – коэффициент трения скольжения между шариком и наружным кольцом, χ – коэффициент распределения дополнительной нагрузки. Минимальный момент трения имеет место, если лишь один шарик ведет или тормозит сепаратор.

$$M_{TP}^{min} = (R_B/r + \cos \alpha) k F_A / \sin \alpha + z M_u^B \sin \alpha, \quad (3)$$

Так, расчетные значения максимального и минимального моментов трения на примере ТМН 01 АБ 1500-004, используемого в РНЦ «Курчатовский институт», составляют: $M_{TP}^{max} = 19.41 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ и $M_{TP}^{min} = 2.34 \text{ Н}\cdot\text{мм}$.

Модель формирования отказов шарикоподшипника ТМН базируется на

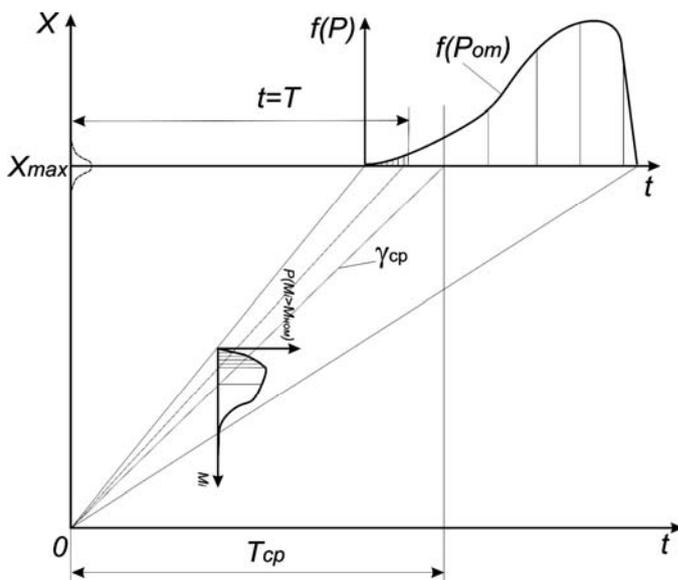


Рис. 3 – Модель формирования постепенных отказов шарикоподшипника ТМН.

теории формирования постепенных отказов А.С. Проникова, как это показано на рис 3, где приняты следующие обозначения: параметр износа изделия X (объемный износ сепаратора шарикоподшипника ТМН), плотность распределения отказов функционирования шарикоподшипника насоса $f(P_{OT})$, предельно допустимое значение параметра износа изделия X_{MAX} (значение объема материала сепаратора, изношенного до отказа шарикоподшипника), среднее значение (математическое ожи-

дание) скорости износа $\gamma_{\text{ср}}$, плотность распределения моментов трения в шарикоподшипнике $P(M_i > M_{\text{НОМ}})$.

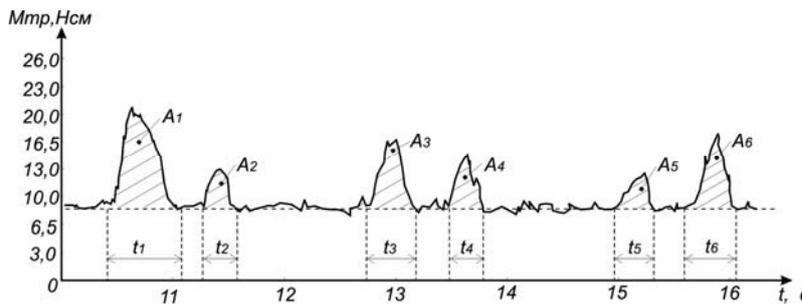


Рис. 4 – Диаграмма изменения момента сопротивления на валу ротора ТМН.

ных на износ сепаратора, $t_1 - t_6$ – периоды действия соответствующих моментов сопротивления. Механическая работа, затрачиваемая шариками подшипника ТМН на износ сепаратора, определяется интегральной площадью заштрихованных участков диаграммы.

В соответствии с результатами исследования подшипника марки 1036095Ю6Т было принято, что до наступления момента проскальзывания величины сил взаимодействия шариков с сепаратором носят случайный характер, в моменты, когда проскальзывание имеет место, вероятность появления

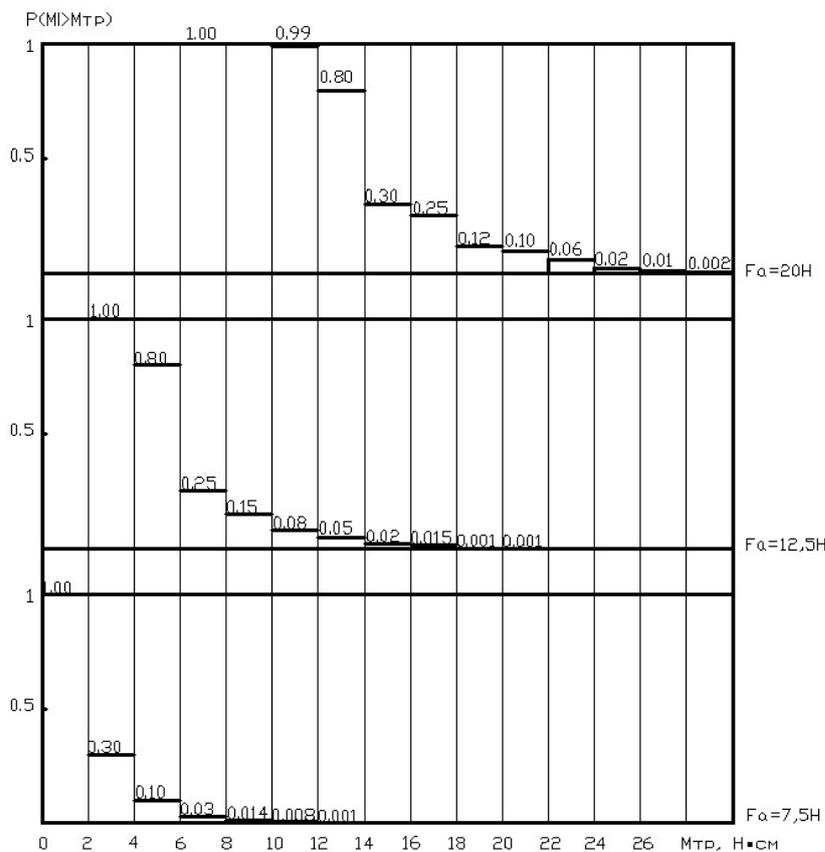


Рис. 5 – Экспериментальная зависимость момента трения подшипника от нагрузки.

момента трения; t – время; $A_1 - A_6$ – значения механических работ, затрачен-

ных момента трения подшипника M_i , превышающего номинальный момент трения $P(M_i > M_{\text{ТР}})$, зависит от величины M_i , как это показано на рис. 5 для значений осевой нагрузки на подшипник $F_a = 7.5 \text{ Н}$, 12 Н и 20 Н . Так, например, из диаграммы, соответствующей осевой нагрузке $F_a = 12,5 \text{ Н}$, видно, что момент трения, превышающий $M_{\text{тр}} = 12 \text{ Н} \cdot \text{см}$, возникает с вероятностью $P(M_i > M_{\text{ТР}}) = 0,05$.

Представленная на

рис.2 модель силового взаимодействия шарикоподшипника используется для определения работы, затраченной шариками на износ сепаратора в периоды возрастания момента сопротивления, когда сепаратор оказывается «зажат» шариками, а диаграмма плотности распределения моментов трения в шарикоподшипнике – для гарантированного предсказания момента отказа шарикоподшипника ТМН.

Выражение для определения суммарной работы выглядит следующим образом:

$$A_{\text{ИЗН}} = \int_0^t (M_{\text{тек}} - M_{\text{ном}}) dt, \quad (4)$$

где $A_{\text{ИЗН}}$ – суммарная работа по износу сепаратора за время эксплуатации t , $M_{\text{тек}}$, $M_{\text{ном}}$ – текущий и номинальный моменты сопротивления подшипника.

Представленная в работе методика расчета максимальных сил взаимодействия шарика с сепаратором позволяет оценивать гарантированную долговечность по износу сепаратора подшипника, т.е. время, в течение которого произойдет критический (максимально допустимый) износ перемычки сепаратора, при условии, что на нее периодически воздействуют с двух сторон шариками с рассчитанной максимальной силой давления $Q_{\text{С}}^{\text{СК}}$, определяемой по формуле:

$$L_{\text{И}} = c / \gamma_{\text{Ш-С}}, \quad (5)$$

где $L_{\text{И}}$ – время, необходимое для критического износа перемычки гнезда сепаратора (долговечность подшипника), ч; c – максимально допустимый износ перемычки сепаратора, мм^3 ; $\gamma_{\text{Ш-С}}$ – скорость изнашивания сопряжения шарик-сепаратор, $\text{мм}^3/\text{ч}$.

Для предсказания отказа подшипника в работающем ТМН в качестве основного **критерия** оценки предлагается использовать накопленную работу трения, совершенную шариками по износу сепаратора $A_{\text{ИЗН}}$, которая определяет объемный износ сепаратора шарикоподшипника ($V_{\text{ИЗН}}$).

$$V_{\text{ИЗН}} = f(A_{\text{ИЗН}}), \quad (6)$$

Учитывая особенности конструкции ТМН, для определения работы $A_{\text{ИЗН}}$ предложено использовать параметр, косвенно связанный с интенсивностью объемного износа сепаратора – мощность двигателя привода ротора турбомолекулярного насоса $W_{\text{Эд}}$, который, по мнению автора, является наиболее эффективным параметром для определения работы $A_{\text{ИЗН}}$.

Сложность использования параметра $W_{\text{Эд}}$ заключается в том, что потери мощности электродвигателя ТМН помимо потерь на преодоление момента

трения в подшипниковых опорах включают потери на нагревание проводов обмотки статора и ротора, потери из-за гистерезиса и вихревых токов в сердечнике статора, потери на преодоление силы вязкости масла и др. Так, в данной работе принято допущение, что мощность всех потерь в двигателе ТМН в режиме штатной эксплуатации принимается за постоянную величину. Мощность, затрачиваемую на преодоление момента трения в подшипниках $W_{\text{Мтр}}$, рекомендуется определять вычитанием из общей мощности, потребляемой насосом $W_{\text{Эд}}$, мощности, расходуемой на откачку газа насосом $W_{\text{РВП}}$, и мощности всех потерь $W_{\text{ПОТ}}$, как показано в формуле 7.

$$W_{\text{Мтр}} = W_{\text{Эд}} - W_{\text{ПОТ}} - W_{\text{РВП}}, \quad (7)$$

Предварительный расчет максимального приращения электрической мощности $W_{\text{Мтр}}$, затраченной на преодоление максимального момента трения в подшипниковом узле $M_{\text{ТР}}^{\text{max}}$, показал, что $W_{\text{Мтр}}^{\text{max}} = 36,4$ Вт, что может быть зафиксировано штатными измерителями мощности. Таким образом, доказано, что показатель $W_{\text{Мтр}}$ может быть использован в качестве косвенного критерия интенсивности износа сепаратора, а параметр $A_{\text{ИЗН}}$ оценен, как показано в формуле 8.

$$A_{\text{ИЗН}} \sim \int_0^t (W_{\text{Эд}} - W_{\text{ПОТ}} - W_{\text{РВП}}) dt = \int_0^t W_{\text{Мтр}} dt, \quad (8)$$

Для выделения затрат мощности, связанных с подшипниками $W_{\text{Мтр}}$, предлагается проводить калибровку насоса по параметрам «мощность, потребляемая двигателем – впускное давление ТМН», алгоритм которой представлен на рис. 6.

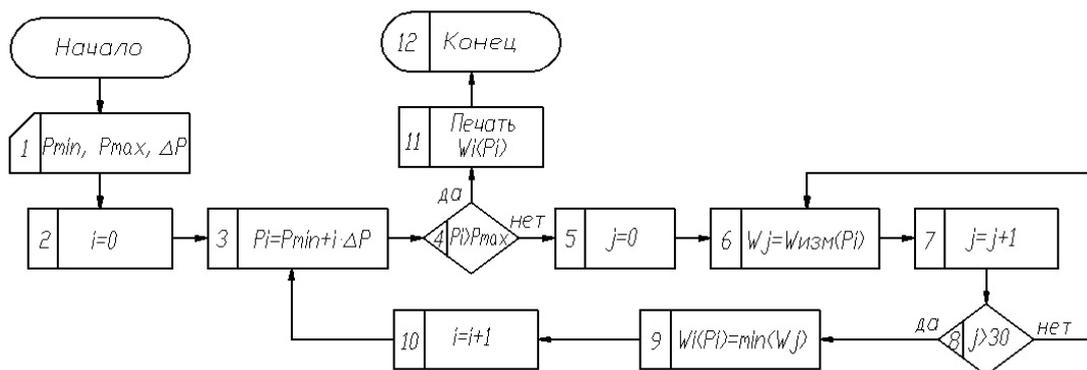


Рис. 6 – Блок-схема алгоритма калибровки ТМН по параметрам «мощность, потребляемая двигателем – впускное давление ТМН»: P_{min} , P_{max} – минимальное и максимальное значения диапазона впускного давления $P_{\text{ВП}}$ при калибровке ТМН, ΔP – шаг изменения РВП во время калибровки, P_i – устанавливаемый уровень впускного давления при калибровке ТМН, $W_{\text{ИЗМ}}$ – измеряемая электрическая мощность, потребляемая двигателем

ТМН, $W_i(P_i)$ – калибровочная характеристика «мощность, потребляемая двигателем – впускное давление ТМН».

Алгоритм определения работы, затрачиваемой на износ сепаратора подшипника ТМН, лежащий в основе оценки отказа ТМН, представлен на рис.7.

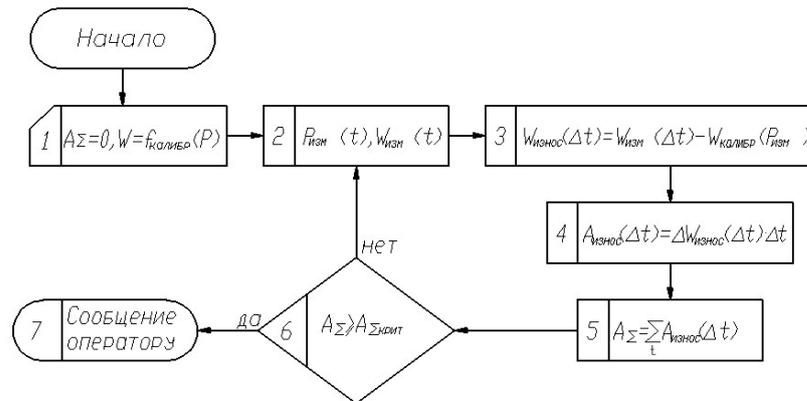


Рис. 7 – Блок-схема алгоритма определения работы, затрачиваемой шариками на износ сепаратора: A_{Σ} – суммарная работа, затрачиваемая на износ сепаратора, $W=f_{КАЛИБ}(P)$ – калибровочная характеристика «мощность, потребляемая двигателем – впускное давление ТМН», $P_{ИЗМ}(t)$, $W_{ИЗМ}(t)$ – текущие значения впускного давления и мощности, потребляемой двигателем, $W_{ИЗНОС}(\Delta t)$ – значение доли мощности, затраченной двигателем ТМН на преодоление момента трения в подшипниках ТМН за время Δt , $W_{КАЛИБ}(P_{ИЗМ})$ – значение мощности, полученное при помощи калибровочной характеристики для текущего впускного давления $P_{ИЗМ}$, $A_{ИЗНОС}(\Delta t)$ – приведенное значение механической работы, затраченной шариками на износ сепаратора в подшипнике за время Δt , $A_{\Sigma КРИТ}$ – максимально допустимое значение работы по износу сепаратора.

Значение $A_{\Sigma КРИТ}$ рекомендуется определять основе экспериментальных исследований зависимости (6) и анализа объемного износа сепараторов, отказавших во время эксплуатации ТМН. Выполненный анализ возможности использования методов вибрационной диагностики при оценке состояния ТМН показывает, что способ вибрационной диагностики по «спектру вибросигнала» является оптимальным для диагностики текущего состояния ТМН, т.к. позволяет следить во время эксплуатации насоса за амплитудой вибрационного спектра на частотах вращения сепаратора, взаимодействия внутреннего и наружного колец с шариками. Метод прост при автоматизации, экономичен и не требует вмешательств в конструкцию насоса. Расчетные значения характерных частот контактирования элементов шарикоподшипника ТМН 01 АБ 1500-004 для базовой частоты вращения ротора ТМН $n_0 = 340$ Гц следующие: частота вращения сепаратора и тел качения: $f_{СЕП} = 74$ Гц, $f_{ТК} = 200$ Гц; частота мелькания тел качения по внутреннему и наружному кольцу: $f_{ТК-ВН} = 3724$ Гц, $f_{ТК-НАР} = 1036$ Гц.

В **третьей главе** приведено экспериментальное обоснование возможности разработки системы предсказания отказов ТМН. Создан экспериментальный стенд – прототип системы предсказания отказов ТМН автоматизированного вакуумного оборудования, схема которого представлена на рис. 8.

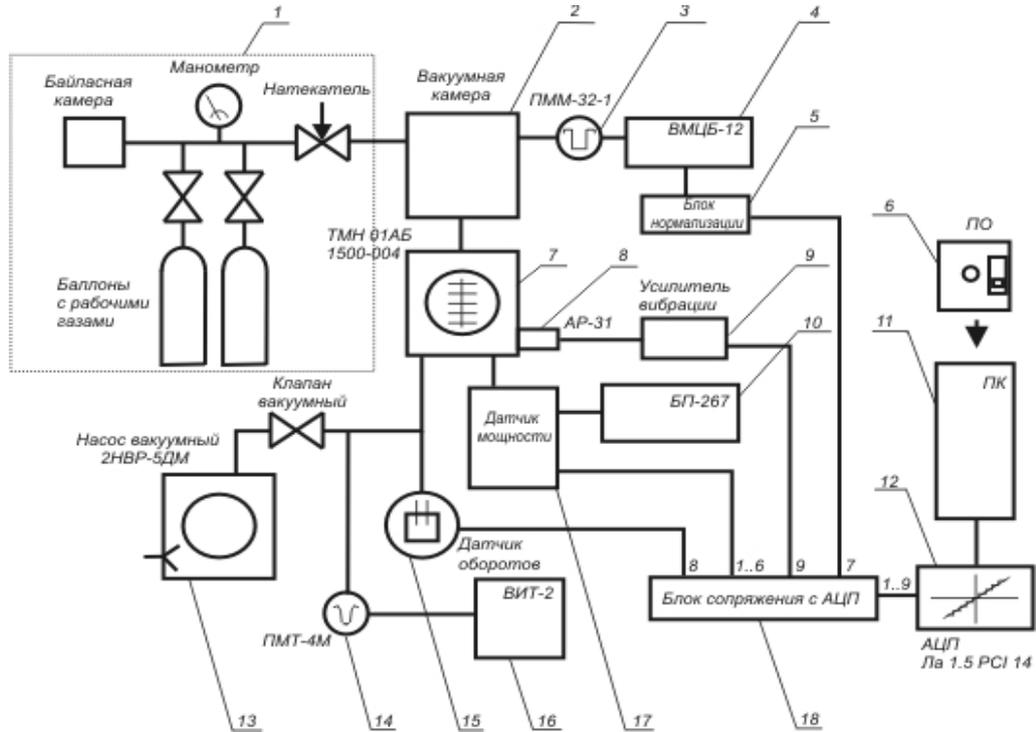


Рис. 8 – Схема экспериментального стенда: 1 – Система газонапуска; 2 – Вакуумная камера; 3 – Датчик впускного давления (ПМИ-31); 4 – Вакуумметр ВМЦБ-12; 5 – Блок нормализации вакуумметра ВМЦБ-12; 6 – Программное обеспечение; 7 – ТМН 01АБ1500-004; 8 – Пьезоэлектрический акселерометр АР-31 (датчик вибрации); 9 – Усилитель сигнала вибрации РШ2731Э; 10 – Блок питания ТМН БП-267; 11 – Персональный компьютер; 12 – Плата АЦП Ла 1.5 РСІ-14; 13 – Форвакуумный насос 2НВР-5ДМ; 14 – Датчик вакуума ПМТ-4М; 15 – Оптический датчик оборотов; 16 – Вакуумметр ВИТ-2; 17 – Датчик мощности; 18 – Блок сопряжения с АЦП.

Стенд создан на базе ТМН 01АБ-1500-004 и позволяет измерять параметры мощности, потребляемой двигателем ТМН, впускное и выпускное давления ТМН, частоту вращения ротора ТМН, виброакустические характеристики насоса; проводить калибровку насоса по параметрам «мощность, потребляемая двигателем – впускное давление ТМН» в диапазоне давлений $P_{ВП} = 10^{-4} - 10^{-1}$ Па с возможностью записи данных с любых датчиков стенда в память персонального компьютера (поз.11).

Для исследования объемного износа сепаратора подшипникового узла ТМН был использован стенд для анализа частиц износа сепаратора в смазывающем масле насоса, схема которого приведена на рис. 9.



Рис. 9 – Стенд для анализа частиц износа сепаратора в смазывающем масле ТМН: 1 – Изображение с микроскопа, 2 – Образец масла ТМН, 3 – Фото-видео камера микроскопа, 4 – Микрометр окулярный винтовой МОВ-1-16х; 5 – Микроскоп.

Программное обеспечение для определения работы, затрачиваемой на износ сепаратора шарикоподшипника во время эксплуатации ТМН (см. рис.

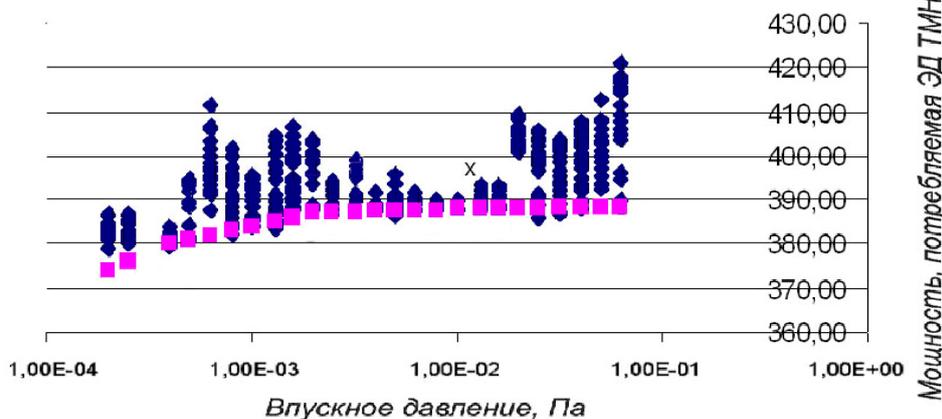


Рис. 10 – Калибровочная характеристика «мощность, потребляемая двигателем – впускное давление ТМН» (выделена ■).

11), было разработано на основе алгоритма, приведенного на рис. 7. Программа использует полученную калибровочную характеристику для выделения затрат мощности на преодоление момента трения в подшипниковых опорах ТМН от затрат мощности на преодоление газовой нагрузки на ротор ТМН и определяет суммарное значение работы, затраченной на износ сепаратора шарикоподшипников насоса.

В результате калибровки ТМН по параметрам «мощность, потребляемая двигателем – впускное давление ТМН» по алгоритму, представленному на рис. 6, была получена калибровочная характеристика ТМН, см. рис. 10 (выделена «■»). Знаком «♦» показаны результаты измерений мощности, потребляемой двигателем ТМН, полученные в процессе калибровки.

11), было разработано на основе алгоритма, приведенного на рис. 7.

Программа использует полученную калибровочную характеристику

для выделения затрат мощности на преодоление момента трения в подшипниковых

опорах ТМН от затрат мощности на преодоление газовой нагрузки на ротор ТМН и определяет суммарное значение работы, затраченной на износ сепаратора шарикоподшипников насоса.

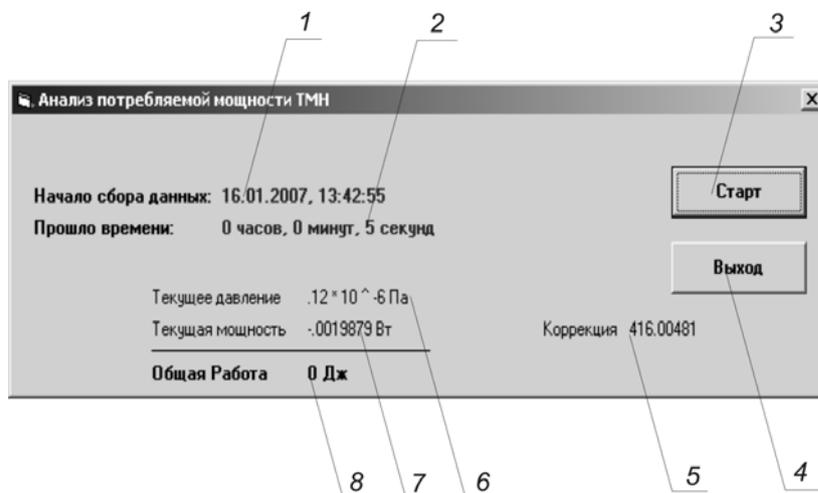


Рис. 11 – Окно программы по определению накопленного значения работы, затраченной на износ сепаратора $A_{\text{ИЗН}}$ в подшипниковом узле ТМН: 1 – Информация о времени начала сбора данных, 2 – Информация о текущем времени, 3 – Запуск/останов сбора данных, 4 – Выход из программы, 5 – Значение мощности ТМН, тратящейся на откачку газа, 6 – Значение давления в вакуумной камере, 7 – Текущее значение общей мощности, затрачиваемой двигателем ТМН, 8 – Суммарное значение работы, затраченной на износ сепаратора в подшипнике ТМН.

В результате серии экспериментов при помощи стендов, изображенных на рис. 8 и рис. 9 была экспериментально определена зависимость объемного износа сепаратора подшипникового узла турбомолекулярного насоса $V_{\text{ИЗН}}$

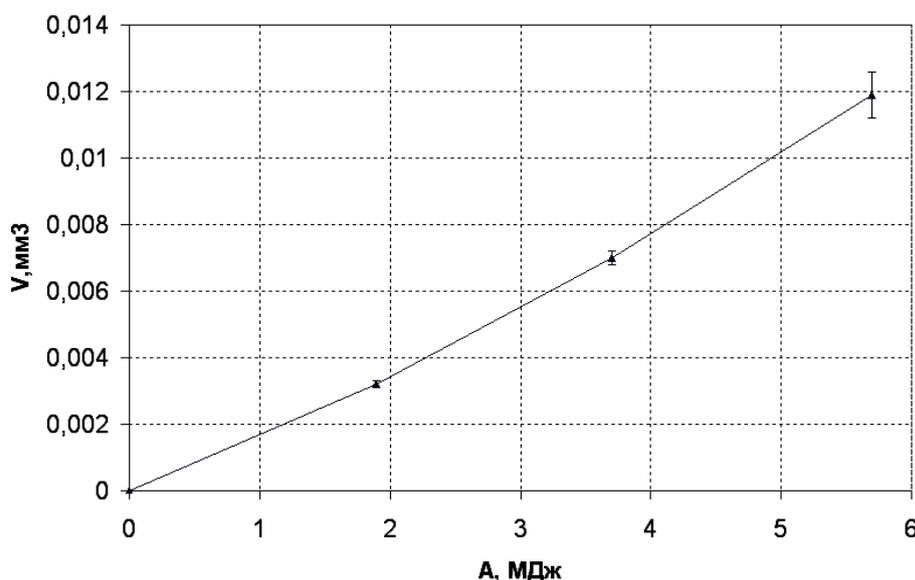


Рис. 12 – Экспериментальная зависимость объемного износа сепаратора подшипников ТМН 01 АБ 1500-004 V от работы, затраченной на износ сепаратора A , коэффициент линейной корреляции $R=0,96 \pm 0,01$.

(см. формулу 6) от работы, совершенной шариками по износу сепаратора $A_{\text{ИЗН}}$ в подшипнике ТМН. Результаты экспериментов приведены на рис. 12. Анализ 30 разрушенных подшипников подвески ротора ТМН 01 АБ 1500-004 показывает, что объемный износ сепаратора варьируется от $3,53 \text{ мм}^3$ до $4,02 \text{ мм}^3$.

Из результатов экспериментов, представленных на рис. 12, сделан вывод, что максимально допустимое критическое значение работы, затраченной на износ сепаратора подшипников ТМН, соответствующее объемному износу сепаратора $V_{\text{МАХ}} = 3,53 \text{ мм}^3$, составляет около 2 ГДж.

В четвертой главе описана методика создания системы предсказания отказов ТМН. Даны рекомендации по выбору диагностических критериев при оценке текущей работоспособности ТМН, подробно рассмотрены параметры «вибрация корпуса ТМН» и «частота вращения ротора ТМН». Приведены рекомендации по включению разрабатываемой системы в состав типовой автоматизированной вакуумной установки (рис. 13). Разработан алгоритм работы микроконтроллера системы предсказания отказов ТМН поз. 4, встраиваемого в блок питания ТМН поз.3, который по последовательному каналу передает в САУ вакуумной установки поз.5 информацию о текущем суммарном значении работы по износу сепаратора подшипника ТМН. САУ вакуумной установки на основе анализа рисков для вакуумной установки рассчитывает допустимые пределы созданного критерия отказа ТМН. Приведены рекомендации по выбору системы измерения, передачи и обработки информации. Приведены рекомендации по дальнейшей разработке программного обеспечения системы предсказания отказов ТМН.

Рассмотрены основные современные рабочие среды для создания автоматизированных систем различного назначения. Сделан расчет экономического эффекта от внедрения системы предсказания отказов ТМН

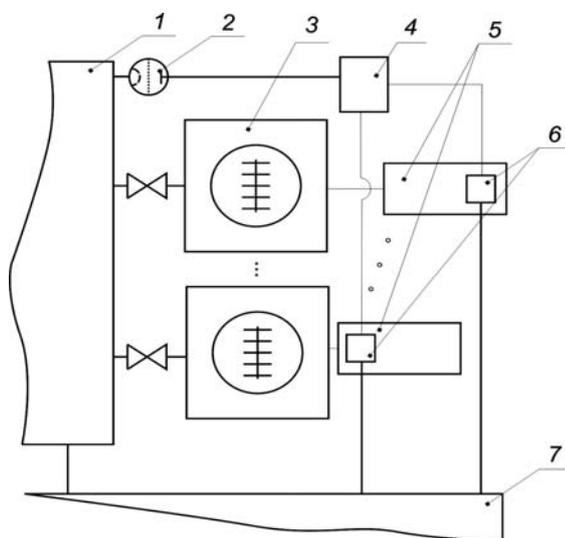


Рис. 13 – Рекомендуемая схема использования системы предсказания аварийных отказов ТМН: 1 – Вакуумная установка, 2 – Датчик впускного давления, 3 – ТМН, 4 – Вакууметр, 5 – Блок питания ТМН, 6 – Программируемый микроконтроллер, 7 – САУ вакуумной установки.

Обоснована экономическая эффективность инвестиционного проекта внедрения разрабатываемой системы по критериям: срок окупаемости, учетная доходность, чистая дисконтированная стоимость, внутренняя доходность, индекс рентабельности. Дано заключение по использованию критериев принятия долгосрочного инвестиционного решения.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ.

1. Показано, что за счет сокращения разницы между временем устранения аварийного отказа (до 1 месяца) и временем ППР, составляющего 1-20 часов, путем использования системы диагностики состояния ТМН можно обеспечить повышение производительности вакуумного оборудования более чем на 3-5%.

2. Анализ комплекса параметров ТМН показал, что наиболее эффективным критерием аварийных отказов ТМН является критерий НРТ, т.к. однозначно определяет объемный износ сепаратора подшипника ТМН. Опыт более чем 10-летнего периода эксплуатации ТМН в РИЦ «Курчатовский институт» показывает, что основной причиной их аварийных отказов в 90% случаев является катастрофический износ сепаратора шарикоподшипника подвески ротора насоса.

3. Основным физическим процессом, приводящим к износному отказу шарикоподшипников ТМН, является процесс трения шарика о сепаратор, при этом объемный износ сепаратора до разрушения является статистической величиной, стандартное отклонение которой $\sigma = 0,12$, а минимальное и максимальное значения объемного износа сепаратора соответственно $V_{\min} = 3,53 \text{ мм}^3$, $V_{\max} = 4,02 \text{ мм}^3$.

4. Показано, что накопленная работа трения, затрачиваемая на износ сепаратора подшипникового узла во время работы ТМН, линейно коррелируема с объемным износом сепаратора, при этом коэффициент корреляции составляет $R = 0,96 \pm 0,01$.

5. Поскольку в системе диагностики ТМН невозможна установка устройств для прямого измерения момента трения шарикоподшипников, для оценки момента трения следует использовать разность текущей электрической мощности, потребляемой двигателем ТМН, с мощностью всех потерь в двигателе ТМН и мощностью, затрачиваемой на откачку газа, которая составляет около 10% от общей мощности, потребляемой двигателем ТМН в штатном режиме при возникновении максимального момента трения $M_{\max}^{\text{TP}} = 19,2 \text{ Н}\cdot\text{мм}$, и 1% от общей мощности, потребляемой ТМН, при минимальном моменте трения $M_{\min}^{\text{TP}} = 2,4 \text{ Н}\cdot\text{мм}$.

6. Показано, что система автоматической диагностики ТМН помимо традиционно используемого вибродатчика и штатного датчика впускного давления ТМН должна включать датчики, позволяющие определять момент трения в подшипниках насоса (датчик мощности, потребляемой двигателем ТМН; частоты вращения ротора ТМН), результаты работы которых анализируются в едином масштабе времени.

7. Показано, что для исключения аварийных остановов вакуумных установок по причине отказов ТМН следует при разработке САУ вакуумного оборудования использовать критерий «накопленная работа трения», определяемый при эксплуатации ТМН по разработанной методике.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНО В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ.

1. Басманов М.С. Система диагностики турбомолекулярных вакуумных насосов (ТМН) с использованием энергетического параметра износа // Студенческий вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана.- М., 2004.- С. 37-42.

2. Деулин Е.А., Басманов М.С. Система вибрационной диагностики турбомолекулярных вакуумных насосов (ТМН) // Контроль. Диагностика.- 2004.- №7.- С. 45-48.

3. Деулин Е.А., Басманов М.С., Ивченко Е.А. Система диагностики турбомолекулярных вакуумных насосов (ТМН) // Вакуумная наука и техника.: 10 Всерос. конф.- Судак (Крым), 2003.- Т.1.- С.313-316.

4. Деулин Е.А., Демихов К.Е., Басманов М.С. Компьютерная диагностика турбомолекулярных вакуумных насосов // Актуальные проблемы надежности технологических, энергетических и транспортных машин.: Междунар. конф.- Самара, 2003.- Т.1.- С.223-227.

5. Е.А. Деулин, М.С. Басманов, Е.А. Ивченко. Компьютерная диагностика турбомолекулярных вакуумных насосов // Радиоэлектроника, электротехника и энергетика.: Тез. докл.10 Междунар. научн.- техн. конф. студ. и аспирантов.- Москва, 2004.- Т.3. – С. 345-346.

6. Патент № 69940. Стенд вибрационной диагностики шарикоподшипникового узла турбомолекулярного вакуумного насоса./ Е.А. Деулин, К.Е. Демихов, М.С. Басманов и др.- // Б.И.- 2008.

7. Basmanov M.S., Deulin E.A., Ivchenko E.A.. System of Turbomolecular Pump (TMP) Failure Predicting as a Result of Friction Wear // Automotive and Industrial Lubrication.: Book of Syn. Techniche Academie Esslingen Hrsg.- Esslingen, 2006.- P.229-230.

8. Deulin E.A., Demikhov K.E., Basmanov M.S System of Turbomolecular pump (TMP) monitoring and failure predicting // Vacuum Congress of IUVSTA Symposium.: Book of Syn. IVC-16, ICSS-12, NANO-8, AIV-17.- Venice, 2004.- P. 637-638.