

Задание величины V_0 и I_0 требует определенного опыта проектирования конструкции, в связи с чем решение задачи ведется методом последовательных приближений. При чисто силовом воздействии одинаково приемлемы обе постановки задачи – с функционалами (1) и (5). При наличии температурного воздействия выгоднее использовать функционал (6).

**О РЕЗУЛЬТАТАХ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ
ПРОВЕРКИ РАСЧЁТНЫХ
ХАРАКТЕРИСТИК
ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ШПИНДЕЛЬНЫХ
УЗЛОВ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ С
ЧАСТИЧНО ПОРИСТЫМИ
ГАЗОСТАТИЧЕСКИМИ ОПОРАМИ**

Космынин А.В., Шаломов В.И., Суходоев И.Г.,
Виноградов С.В.

*Комсомольский-на-Амуре государственный
технический университет
Комсомольск-на-Амуре, Россия*

Современные быстроходные и высокоточные шлифовальные, расточные и другие станки должны обеспечивать точность формы рабочих поверхностей порядка десятых долей микрометра при чистоте поверхности $R_a \leq 0,08$ мкм. Получение таких параметров, в немалой степени, связано с эксплуатационными качествами опор шпиндельных узлов (ШУ) металлообрабатывающих станков.

Опыт эксплуатации ШУ шлифовальных станков с опорами различных типов показывает, что в ряде случаев применение газостатических подшипников более предпочтительно, поскольку такие опоры способны, из-за усредняющего эффекта газового слоя, обеспечить точность вращения шпинделя равную 0,02...0,04 мкм.

Важнейшими выходными характеристиками шпиндельного узла, характеризующего его точность и технологическую эффективность, являются нагрузка и жесткость, измеренные на шлифовальном круге.

Для решения задачи теоретического и экспериментального исследования выходных характеристик ШУ, установленного на частично пористых газовых опорах, в Комсомольском-на-Амуре государственном техническом университете развита методика их теоретического определения и разработан универсальный опытный стенд для экспериментальной проверки расчетных данных.

В основе методики расчета выходных характеристик лежит численное решение уравнения Рейнольдса теории газовой смазки и система уравнений статики.

Опытный стенд, имитирующий работу ШУ на газостатических подшипниках с пористыми шпоночными вставками, позволил провести экс-

периментальные исследования выходных характеристик при угловых смещениях шпинделя. Эксперименты проведены в статическом и гибридном режимах работы газостатических опор, имеющих пористые шпоночные вставки.

Сравнительные результаты экспериментальных и теоретических характеристик ШУ при работе опор в режиме подвеса показали, что максимальное отклонение нагрузки на консоли вала F не превосходит 10%, а жесткости k - 17%.

Эксперименты в гибридном режиме работы газовых опор ШУ проведены при абсолютном давлении наддува p_s , равном 0,299078 и 0,396674 МПа. При каждом значении давления наддува выполнено три серии экспериментов с различными значениями частоты вращения вала. В первой серии экспериментов с $p_s = 0,299078$ МПа частота вращения вала составляла 32000 мин⁻¹ (быстроходность вала $d \times n = 1,632$ млн. мм/мин), 24000 мин⁻¹ ($d \times n = 1,224$ млн. мм/мин) и 12000 мин⁻¹ ($d \times n = 0,612$ млн. мм/мин). Указанным частотам вращения соответствовали числа сжимаемости Λ равные 0,331; 0,249 и 0,124. Вторая серия экспериментов при $p_s = 0,396674$ МПа выполнена при частоте вращения вала 36500 мин⁻¹ ($\Lambda = 0,285$; $d \times n = 1,862$ млн. мм/мин), 24000 мин⁻¹ ($\Lambda = 0,187$; $d \times n = 1,224$ млн. мм/мин) и 12000 мин⁻¹ ($\Lambda = 0,094$; $d \times n = 0,612$ млн. мм/мин).

Испытания показали, что расчетные значения относительной нагрузки на консоли вала F с достаточной точностью согласуются с экспериментальными данными. Максимальная относительная ошибка при наибольшем значении смещения вала во вкладыше подшипника не превосходит 8%. Наибольшая относительная погрешность расчетного и экспериментального исследования коэффициента жесткости k не превышает 13%. Причем при увеличении частоты вращения вала наблюдается тенденция к снижению относительной ошибки. Так, при числе сжимаемости $\Lambda = 0,285$ максимальная погрешность теоретического определения не превышает уже 6%.

Установлено, что максимальное расхождение теоретических и опытных значений нагрузки в зависимости от числа сжимаемости и давления наддува наблюдается при $p_s = 0,396674$ МПа и не превосходит 6%. Результаты также показывают, что с увеличением числа сжимаемости относительная погрешность снижается при всех значениях относительного давления наддува.

Анализ теоретических и экспериментальных значений жесткости, измеренной на шлифовальном круге, в зависимости от числа сжимаемости и давления наддува позволил сделать вывод, что максимальная относительная погреш-

ность теоретического определения жёсткости не превосходит 16%.

В целом, полученные результаты говорят о вполне удовлетворительном качественном и количественном согласовании экспериментальных и расчетных характеристик, что позволяет надёжно использовать разработанную методику в инженерной практике проектирования ШУ на газостатических опорах с частично пористой стенкой вкладыша.

СПОСОБЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЁЖНОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Лазуков В.Л.

*Пермский государственный технический университет
Пермь, Россия*

На территории Российской Федерации находится в эксплуатации около 350 тысяч км внутрипромысловых трубопроводов нефтеперерабатывающих предприятий, на которых ежегодно отмечается свыше 50 тысяч инцидентов, приводящих к опасным последствиям. По оценкам специалистов действующая в стране система магистральных газо-, нефте- и конденсатопроводов не отвечает современным требованиям безопасности.

Мировой и отечественный опыт показывает, что независимо от состояния и сроков службы объектов трубопроводного транспорта, постоянно существует риск возникновения аварий. Аварии на магистральных трубопроводах, как правило, сопровождаются выбросом пожаровзрывоопасных и токсических веществ, оказывающих негативное действие на экологическую обстановку и могущее стать опасным не только для персонала предприятия, но и населения данного региона. В связи с указанным, приоритетной задачей является обеспечение безопасных условий труда и профилактика негативного воздействия на объекты природно-территориальных комплексов. Профилактика возможного негативного воздействия трубопроводов во многом определяется качеством торцовых уплотнений, применяемых в центробежных насосах..

Работа торцовых уплотнений является составляющим элементом функционирования тру-

бопровода и при этом относится к опасному элементу в обеспечении эксплуатации объекта. Срабатывание торцовых уплотнителей, вызванное повышением избыточного давления качеством транспортируемого продукта может привести к аварийной ситуации.

Актуальность задачи состоит в повышении надёжности торцовых уплотнений, обеспечить которую возможно лишь при комплексном подходе, который обеспечивается:

- систематизацией статистических сведений по данным эксплуатации, лабораторных испытаний и наблюдений.

- разработкой инженерных методик вероятностных оценок надёжности проектируемых и модернизируемых торцовых уплотнений.

- решением задачи оптимизация обслуживания и ремонта.

В настоящее время отсутствуют публикации по проблемам безопасности и надёжности торцовых уплотнений, в то же время риск возникновения нестандартных ситуаций возможен на различных этапах монтажа и эксплуатации. По нашим данным уже на начальных этапах, имеется настоятельная необходимость обеспечения контроля в процессе работы узлов и деталей, что позволит своевременно устанавливать развитие износа трубопровода, момент появления разрушений и выполнение своевременного гарантийного ремонта торцовых уплотнений или определение прогнозного технического ресурса.

Специфика режимов эксплуатации, обслуживания и ремонта трубопроводов требуют разработки наиболее рационального и экономически обоснованного метода.

Нами предложен метод вероятностный метод расчёта и количественной оценки надёжности торцовых уплотнений и способ её обеспечения.

Были исследованы центробежные насосы, применяемые в нефтяной промышленности. По результатам исследований получены зависимости утечек в паре трения торцовых уплотнений от различных физических факторов, в том числе, связанных с эксплуатационными характеристиками трубопровода и качеством транспортируемого продукта.

Зависимость представляет собой модель множественной регрессии, которая получена на основе экспериментальных данных:

$$Q = 70,7h + 0.3 \mu + 0.85 \rho + 3.37P - 0.135n + 0.089T$$

где h – зазор в паре трения;

μ – вязкость перекачиваемой жидкости;

ρ – плотность среды;

P – перепад давления;

n – обороты;

T – температура.

Из уравнения множественной регрессии видно, что по степени влияния на утечки в паре трения весовые коэффициенты размещаются в

довольно больших пределах. Поэтому, исходя из предложенной модели, можно прогнозировать работу различных типов уплотнений, задавая те или иные начальные условия.

Внедрение предложенной методики определения надёжности торцовых уплотнений, обеспечивает более высокий уровень безопасности производства, охраны труда и защиты окружающей среды.