

матрикса и механизмы его формирования [Текст] / А.С. Аврунин, Р.М. Тихилов, А.Б. Аболин, И.Г. Щербак // Гений ортопедии. — 2005. — № 2. — С. 89–94.

3. **Аврунин, А.С.** Уровни организации минерального матрикса костной ткани и механизмы, определяющие параметры их формирования (аналитический обзор) [Текст] / А.С. Аврунин, Р.М. Тихилов, А.Б. Аболин, И.Г. Щербак // Морфология. — 2005. Т. 127, № 2. — С. 78–82.

4. **Турчанинов, И.А.** Комплексное исследование физических свойств горных пород [Текст] / И.А. Турчанинов, Р.В. Медведев. — Л.: Недра, 1973. — 400 с.

5. Справочник (кадастр) физических свойств горных пород [Текст] / Под ред. акад. Н.В. Мельникова. — М.: Недра, 1975. — 276 с.

6. **Стрюбель, Г.** Кристаллография [Текст] / Г. Стрюбель, Д.Х. Юймер. — М.: Недра, 1987. — 276 с.

7. **Писаренко, Г.С.** Справочник по сопротивлению материалов [Текст] / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. — Киев: Наукова думка, 1975. — 704 с.

8. **Lawson, A.C.** T.Collagen-calcium-phosphate composites [Текст] / A.C. Lawson, J. Czernuszka // Proc. Inst. Mech. Engrs. — 1998. — Vol. 212, part H. — P. 413–425.

9. **Currey, J.D.** Mechanical properties of vertebrate hard tissues [Текст] / J.D. Currey // Inst. Mech. Engrs. — 1998. — Vol. 212, part H. — P. 399–411.

10. **Денисов-Никольский, Ю.И.** Ультраструктурная организация минерального компонента пластинчатой костной ткани у людей зрелого и старческого возраста [Текст] / Ю.И. Денисов-Никольский, Б.А. Жилкин, А.А. Докторов, И.В. Матвейчук // Морфология. — 2002. — Т. 122. Вып. 5. — С. 79–83.

11. **Gamss, B.** Bone sialoprotein [Текст] / B. Gamss, R.H. Kim, J. Sedek // Clin. Rev. Oral. Biol. Med. — 1999. — Vol. 10. № 1. — P. 79–98.

12. **Ньюман, У.** Ньюман М. Минеральный обмен кости [Текст] / У. Ньюман. — М.: Иностранная литература, 1961. — 270 с.

13. Фридрихсберг, Д.С. Курс коллоидной химии [Текст] / Д.С. Фридрихсберг. — СПб.: Химия, 1995. — 400 с.

14. Физические величины: справочник [Текст] / Под ред. И.С. Григорьева и Е.З. Мейлихова. — М.: Энергоатомиздат, 1991. — 1232 с.

15. **Докторов, А.А.** Структурная организация минеральной фазы костной ткани [Текст] / А.А. Докторов // Биомедицинские технологии. — 1999. В. 12. — С. 42–52.

УДК 539

О.В. Антонова, А.И. Боровков

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДПЯТНИКОВ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

Гидроэнергетика обеспечивает около 63 % возобновляемой энергии во всем мире, что составляет 19 % всей мировой электроэнергии. Лидерами по выработке энергии на единицу населения сейчас являются Норвегия, Исландия и Канада, а наиболее активное строительство гидроэлектростанций (ГЭС) ведет Китай. В России гидроэнергетическая отрасль также активно развивается. На территории нашей страны работает около ста мощных ГЭС, суммарная мощность которых составляет 45 млн кВт и дает 21 % от общего объема вырабатываемой энергии, что, учитывая богатые природные ресурсы, не слишком много.

Российская гидроэнергетика имеет богатую историю и сложившиеся традиции по проекти-

рованию, строительству, монтажу и обслуживанию оборудования ГЭС. Основы развития были заложены еще в советское время, когда был разработан и утвержден план электрификации страны (ГОЭЛРО), содержавший в том числе и установки по развитию гидроэнергетики. Одной из первых мощных советских гидроэлектростанций стала Днепровская ГЭС в Запорожье. К 70-м годам XX века Советский Союз по установленной мощности уступал только американской гидроэнергетике. В те годы строительство велось на многих крупных реках страны, таких, как Днепр, Дон, Волга, Свирь и др. К концу 70-х были построены самые большие ГЭС в мире, действующие до сих пор: Саяно-



Шушенская, Красноярская, Братская, Усть-Илимская, Нурекская и Волжская.

Мощность ГЭС определяется мощностью установленного гидрогенератора (генератора электрического тока, который приводится в действие гидротурбиной). Гидрогенераторы различают по положению оси ротора (вертикальные и горизонтальные), по мощности турбины (малой, средней и большой мощности), по частоте вращения (тихоходные и быстроходные).

При проектировании гидрогенераторов особое внимание уделяют креплению вращающихся частей гидроагрегата и охлаждению обмоток ротора и статора. Различают подвесные и зонтичные гидрогенераторы (по расположению и конструкции опорного подшипника-подпятника). В подвесном гидрогенераторе опорный подшипник расположен выше ротора генератора, на верхней крестовине агрегата. В зонтичном — подпятник располагается под ротором генератора, на нижней крестовине или на крышке турбины. Подпятник передает усилие от массы вращающихся частей гидрогенератора на строительные конструкции агрегатного блока здания ГЭС [1]. Таким образом, подпятник воспринимает большую часть нагрузки, которая складывается из веса вращающихся частей и реакции воды на рабочее колесо турбины, а потому является одним из наиболее значимых узлов гидрогенератора. Очень важно еще на этапе проектирования правильно оценить несущую способность подпятника и описать его гидродинамическое состояние.

Поскольку проведение натурных испытаний не всегда возможно, а финансовые затраты достаточно велики, сейчас наряду с классическими подходами (эксперимент, инженерные методики) все чаще используются современные

программные системы вычислительной механики и гидродинамики, которые позволяют существенно сократить временные и денежные затраты на проведение исследований, а также получить необходимые оценки работоспособности конструкции еще на этапе проектирования. Такой подход позволяет сократить затраты в процессе производства и избежать аварийных ситуаций в течение всего срока эксплуатации оборудования.

В статье приведены результаты анализа гидродинамического состояния нереверсивного подпятника гидрогенератора, полученные на основе применения программной системы вычислительной гидродинамики (Computational Fluid Dynamics, CFD) — ANSYS/CFX. Также определены углы установки колодки подпятника в потоке жидкой смазки, соответствующие положению равновесия.

Объект исследования

Рассматривается конфигурация подпятника из 8 сегментов. В дальнейшем учитывается циклическая симметрия конструкции. Основные результаты представлены для одного сегмента подпятника. На рис. 1 дана схема расположения сегментов и 3D CAD-модель сборки сегмента и его накладки.

Подпятник состоит из двух основных частей — вращающейся (пяты, или диск подпятника) и неподвижной (собственно подпятника). При скольжении вращающейся части по неподвижной работа сил трения полностью превращается в тепло, поэтому для надежной и эффективной работы подпятника необходимо минимизировать силы трения и выделяющееся тепло. Для этого требуется обеспечить между трущимися поверхностями смазку, т. е. жидкостное трение, что

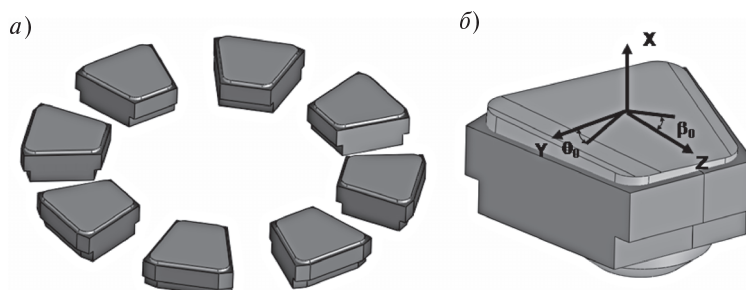


Рис. 1. Схема расположения сегментов (а) и 3-D CAD-модель (б) сборки сегмента и его накладки

и является основной задачей при проектировании данного узла. Образование масляной пленки и ее сохранение в процессе работы обеспечивается вращением подпятника. Расчет и теория работы таких подпятников на самосмазке изложены в работах [1, 2] и могут быть применены к подпятникам, у которых неподвижная часть состоит из отдельных сегментов, установленных на опорах. Такие опоры позволяют каждому сегменту поворачиваться в потоке жидкой смазки, образуя при этом угол с поверхностью диска подпятника. Для того чтобы обеспечить большую несущую способность конструкции, опоры сдвигают относительно оси сегмента в направлении вращения на некоторую величину, называемую эксцентриситетом. Обычно величина эксцентриситета составляет 5–8 % от длины сегмента. Такие подпятники называют подпятниками на жесткой винтовой опоре с самоустанавливающимися сегментами, они применяются на большинстве действующих гидроэлектростанций.

В процессе течения жидкости через обойму колодки сегмент устанавливается под углом к диску подпятника, образуя так называемый масляный клин. Жидкость, протекающая через масляный клин, создает давление на поверхности диска, позволяющее ему не соприкасаться с подпятником при нормальной работе. Минимальное расстояние (минимальная толщина смазочного слоя — $h_{\min} \approx 50 \cdot 10^{-6}$ м) возникает между диском подпятника и выходной кромкой накладки сегмента, причем его величина обычно составляет сотые и тысячные доли миллиметра. Таким образом, масляный клин можно рассматривать как тонкую пленку. Однако использование гидродинамической теории смазки неприменимо для определения величины зазора, задачу следует решать с позиций общей гидродинамики.

Отметим, что при моделировании накладки сегмента детально промоделирована геометрия входной и выходной кромок. Их учет обусловлен необходимостью корректного моделирования процесса образования масляного клина. Геометрические характеристики возникающего масляного клина между сегментом и диском подпятника определяют несущую способность подпятника в целом. Кроме этого на несущую способность влияют углы наклона колодки подпятника в потоке жидкой смазки — тангенциальный и радиальный, величина эксцентри-

ситета и минимальная толщина смазочного слоя. Тангенциальный угол наклона определяет поворот колодки относительно оси Z и обозначается θ . Радиальный угол наклона β определяет поворот колодки относительно оси Y (см. рис. 1). В работе предложена методика определения углов наклона колодки в потоке жидкой смазки с контролем условия равновесия. Минимальная толщина смазочного слоя в нулевом приближении задается согласно инженерной методике, а затем изменяется в зависимости от изменения углов наклона. При этом геометрические параметры входной и выходной кромок накладки сегмента, а также эксцентриситет заданы и в процессе моделирования не изменяются. Задана и проектная величина грузоподъемности подпятника, которую необходимо обеспечить.

Определение углов положения колодки подпятника в потоке жидкой смазки

Существует ряд справочников [3, 4], в которых приводятся формулы для определения углов установки сегментов подпятника и минимальной толщины смазочного слоя. Эти процедуры основаны на полуэмпирических зависимостях и содержат ряд коэффициентов, которые необходимо определять в ходе выполнения сложных и дорогостоящих экспериментов.

В нашем исследовании углы установки колодки подпятника и минимальная толщина смазочного слоя определяются по результатам решения серии задач гидродинамики.

Предполагая жесткость подпятника и стальных частей таковой, что в процессе работы конструкция подпятника не испытывает значительных деформаций, пренебрежем формоизменением частей конструкции и рассмотрим работу сегмента подпятника.

В процессе работы на сегмент, расположенный в обойме, действуют следующие силы: сила веса P , возникающая от наличия эксцентриситета, и стремящаяся увеличить угол установки подпятника, и сила F от гидродинамического давления $p = p(x, y, z)$, в общем случае неравномерно распределенного по рабочей поверхности подпятника, стремящаяся уменьшить угол установки сегмента (см. рис 2).

Угол установки сегмента определяется с учетом выполнения условия равновесия моментов, а гидродинамическое давление, распределенное

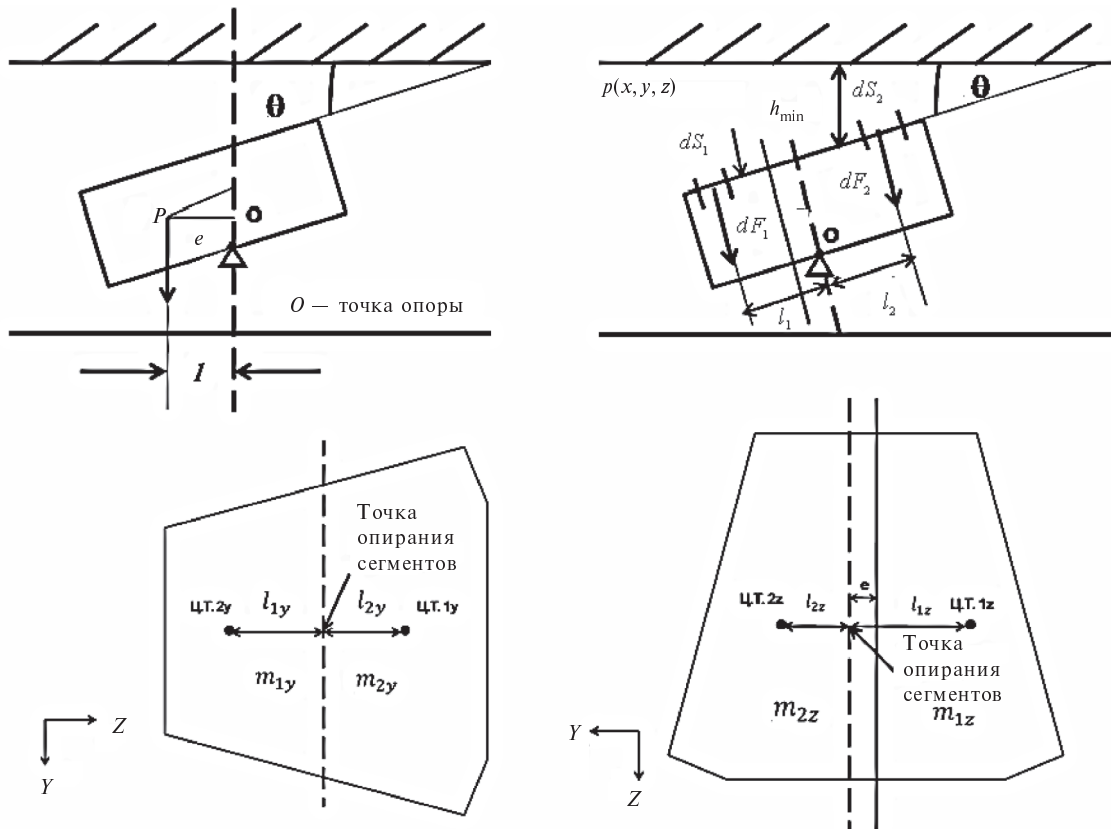


Рис. 2. Схема определения опрокидывающего момента

по поверхности сегмента, в свою очередь также позволяет вычислить несущую способность подпятника при данном расстоянии между выходной кромкой подпятника и поверхностью его диска.

Опрокидывающий момент от собственного веса относительно точки касания O выражается формулой

$$M_o^{\text{вс}} = P e \cos \alpha. \quad (1)$$

Опрокидывающий момент относительно точки касания O от действия гидродинамического давления найдется в соответствии с соотношениями

$$dF = p(x, y, z) dS; \quad m_1 = dF_1 l_1; \quad m_2 = dF_2 l_2; \quad (2)$$

$$M_o^{\text{давл}} = \int_S l_1 dF_1 - \int_S l_2 dF_2, \quad (3)$$

где dF — усилие, действующее на площадку dS от давления $p(x, y, z)$; m_1 — момент от усилия, действующего на элемент области S_1 ; m_2 — момент от усилия, действующего на элемент области S_2 .

Уравнение равновесия моментов:

$$M_o^{\text{вс}} + M_o^{\text{давл}} = 0. \quad (4)$$

Распределение гидродинамического давления является функцией положения подпятника. Таким образом, получается замкнутая система уравнений, зависящая от параметров положения подпятника.

Зафиксировав параметры положения подпятника, мы можем определить усилия, действующие на него, и, пользуясь уравнением равновесия под действием вышеперечисленных внешних сил, проверить, будет ли данная система самоуравновешена. Если система окажется уравновешенной, то можно вычислить несущую способность подпятника и, сравнив ее с проектной, сделать вывод о соответствии параметров положения подпятника реальным данным.

Предлагаемый алгоритм не требует рассмотрения задачи связанного анализа с условиями сопряжения на границе твердого тела и жидкости, он позволяет итерационно определить параметры положения подпятника в потоке жидкости.

Расчет несущей способности подпятника с учетом центробежных сил с помощью программной системы ANSYS/CFX

Расчетные исследования несущей способности подпятника выполнены методом конечных объемов при помощи программной системы CFD-анализа ANSYS/CFX. Для проведения расчетов используются гидродинамические модели рабочей области подпятника, заполненной жидкой смазкой. Так как основным фактором, влияющим на несущую способность подпятника, является геометрия масляного клина, то при моделировании особое внимание уделено корректному описанию геометрии рабочей области в зоне этого клина. При проведении расчетов используется гидродинамическая модель, включающая масляный клин и прилегающую к нему область между рабочей поверхностью колодки и диском подпятника (рис. 3, а). При построении геометрической модели учитывается разнотолщинность накладке, расположенной на рабочей поверхности колодки.

Построение конечно-объемных сеток для выбранной расчетной области проводилось в специализированном программном комплексе ANSYS ICEM CFD. В работе применялись только структурированные гексаэдральные сетки. Типовая конечно-объемная модель состоит из 996 006 расчетных ячеек. Характерный размер ячейки в зоне масляного клина (рис. 3, б) составляет $h_{\min}/30$, где $h_{\min}$ — минимальная толщина смазочного слоя. В данном исследовании характерный размер ячейки в зоне масляного клина — $1,9 \cdot 10^{-6}$ м.

Поскольку рассматривается 1/8 часть конструкции, на плоскостях симметрии расчетной области ставится условие периодичности — за-

дается равенство давления и компонентов вектора скорости. На поверхности пяты и вала задана постоянная угловая скорость, соответствующая частоте вращения вала 50 1/с. На поверхности колодки и внешнего корпуса заданы условия прилипания (равенство нулю вектора скорости V). На нижней грани расчетной области задано постоянное статическое давление $p = 0$.

Решение 3D задач гидродинамики проводилось в изотермической постановке. Свойства жидкой смазки задавались постоянными и соответствующими температуре 50 °С. В этом случае уравнения Навье—Стокса, описывающие поведение жидкости, выглядят следующим образом [5]:

$$\frac{\partial V}{\partial t} + (V \cdot \nabla)V = -\frac{1}{\rho} \text{grad } P + \nu \nabla^2 V.$$

Для получения замкнутой системы уравнений необходимо добавить уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho V) = 0,$$

где $\nu = \mu/\rho$ — кинематическая вязкость; ν — динамическая вязкость; ρ — плотность жидкости; V — вектор скорости, P — давление.

Методика расчета гидродинамического состояния опорных подшипников гидрогенераторов

В работе предложен следующий алгоритм:

1. Строим конечно-объемную модель с нулевыми углами поворота. Минимальную толщину смазочного слоя определим с помощью

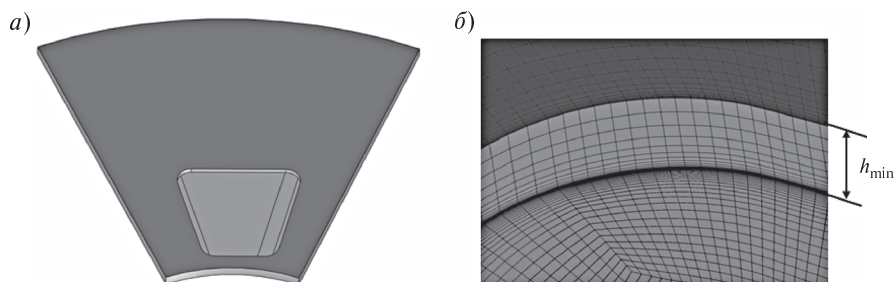


Рис. 3. Расчетная область и фрагмент конечно-объемной модели в зоне масляного клина

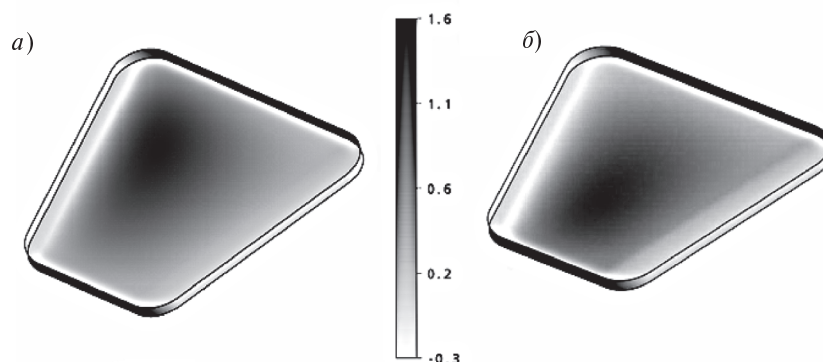


Рис. 4. Распределение давления по поверхности сегмента

инженерной методики [3] (для рассматриваемой конфигурации подпятника $h_{\min} = 0,58 \cdot 10^{-6}$ м). Это значение и задаем для модели с нулевыми углами поворота колодки. Для моделей с повернутой колодкой минимальная толщина будет меньше и ее значение зависит от угла поворота колодки.

2. Для анализа выполнения условий равновесия определим моменты относительно точки опоры, действующие на колодку в поле сил тяжести.

3. Решим серию 3D задач гидродинамики для различных возможных положений колодки. По результатам гидродинамического расчета каждой задачи определим моменты относительно осей Y и Z , проходящих через точку опоры колодки, и сравним с моментами от силы тяжести. Если условие равновесия не выполняется, решаем следующую задачу. Когда условие равновесия будет выполнено, из полученных пространственных распределений давления по поверхности колодки с учетом циклической симметрии определим осевую силу, соответствующую грузоподъемности подпятника в целом.

На рис. 4 приведено распределение давления по поверхности сегмента (МПа): a — при минимальной толщине масляного слоя $h_{\min} = 58 \cdot 10^{-6}$ м и углах, которые не удовлетворяют условию равновесия, b — при минимальной толщине масляного слоя $h_{\min} = 28 \cdot 10^{-6}$ м и углах, удовлетворяющих условию равновесия. Из полученных результатов следует, что точка максимума давления находится в зоне минимальной толщины масляного слоя. При этом в области выходной кромки давление резко снижается, что обуслов-

лено ее геометрией. Смещение пятна давления к внешней границе колодки объясняется действием центробежных сил. Как видно из рис. 4, при выполнении условия равновесия моментов, смещения пятна давления нет.

Построены гидродинамические модели рабочей области подпятника, заполненной жидкой смазкой, включая масляный клин и прилегающую к нему область между рабочей поверхностью колодки и диском подпятника.

Определены моменты относительно точки опоры, действующие на колодку в поле сил тяжести.

Решена серия 3D задач гидродинамики для различных значений минимальной толщины масляного слоя и углов наклона колодки подпятника в потоке жидкой смазки.

Предложен алгоритм и разработана методика анализа гидродинамического стояния подпятников гидрогенератора, при помощи которой определены минимальная толщина смазочного слоя, тангенциальный и радиальный угол наклона, определяющие положение равновесия колодки подпятника в потоке жидкой смазки и обеспечивающие проектное значение грузоподъемности конструкции. В равновесном положении значение составляет $h_{\min} = 29 \cdot 10^{-6}$ м. На основании этого можно сделать вывод, что в отличие от инженерной методики, которая не учитывает условие равновесия и дает завышенное значение $h_{\min} = 58 \cdot 10^{-6}$ м, численное моделирование позволяет получить более точное значение толщины масляного клина и при этом выполнить условие равновесия моментов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров, А.Е. Подпятники гидроагрегатов [Текст] / А.Е. Александров.— Л.: Энергия, 1975.
2. Домбровский, В.В. Проектирование гидрогенераторов. Часть 2: конструкция и механические расчеты [Текст] / В.В. Домбровский, М.Ф. Детинко, А.С. Еремеев [и др.].— Л.: Энергия, 1968
3. Воскресенский, В.А. Расчет и проектирование опор скольжения [Текст]: Справочник / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков. — М.: Машиностроение, 1980. — 224 с.
4. Machinery handbook [Текст].— Industrial press Inc. New York. 2000. 26th edition. 2640 p.
5. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л.Г. Лойцянский.— М., 1987. — 840 с.

УДК 621.433:665.725.001.573

А.И. Цаплин, С.В. Бочкарев

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОДАЧИ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА В ДВИГАТЕЛЬ

Сжиженный природный газ (СПГ) — эффективное альтернативное топливо для применения на транспорте [1]. По сравнению с керосином, широко применяемым в авиации, СПГ имеет более высокие показатели по теплотворной способности, полноте сгорания и другим характеристикам. Стоимость СПГ ниже, чем стоимость авиационного керосина, сырьевая база получения практически не ограничена (потенциальная доля России в мировых запасах по природному газу составляет 60 %, в то время как по нефти — 7 %). СПГ — криогенный продукт, получаемый из природного газа с преобладающим содержанием метана путем его очистки и сжижения. Количество метана в природном газе колеблется в зависимости от месторождения от 70 до 99 %.

В авиации, где наблюдается постоянное увеличение расхода топлива, применение СПГ позволяет решать не только экономические, но и экологические проблемы (снижение вредных выбросов в верхних слоях атмосферы и тропосферы).

Метан, основная составляющая СПГ, относится к группе горючих веществ, способных образовывать с воздухом при концентрации в объемных долях от 5 до 15 % взрывоопасные смеси с температурой воспламенения не менее 450 °С [2, 3]. Плотность жидкого метана почти в два раза меньше, чем у керосина. В сочетании с низкой температурой кипения (–161,5 °С в нор-

мальных условиях) это создает определенные проблемы при проектировании элементов двигателя. Из-за неизбежной разности температур между криогенным топливом и окружающей средой происходят процессы теплообмена в баках, трубопроводах самолета, приводящие к образованию газообразной фазы и повышению давления в процессе хранения и транспортирования СПГ по трубопроводам. При неконтролируемом росте давления возможно разрушение элементов трубопровода. Применение современной теплоизоляции трубопроводов не исключает возможность утечки СПГ с образованием взрывоопасной смеси в ограниченном пространстве, а лишь уменьшает скорость нарастания давления при кипении. Возникают проблемы безопасности, которые требуют теоретического и экспериментального разрешения на уровне проектирования, создания инфраструктуры автоматизированного контроля, технологической дисциплины эксплуатации двигателя с криогенным топливом.

Целью настоящей статьи является разработка адекватной математической модели и инженерной методики расчета, позволяющей прогнозировать рост давления в магистрали питания двигателя самолета с криогенным топливом при конкретных условиях теплоизоляции.

Постановка задачи. На рис. 1 представлен фрагмент трубопровода длиной L с внутренним диаметром d и слоем изоляции диаметром D .