

техн. ун-та. 2010. № 2. С. 136 - 142

5. Лукьянов Д. А., Куцый Н. Н. Исследование, моделирование и оптимизация динамических характеристик мотор-вентиляторов электровозов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2009. № 2 (22). С. 97-108.

6. Компьютерное моделирование в

инженерной практике /А. А. Алямовский [и др.] // Solid Works . 2008. 1040 с.

7. Kent L. Lawrence ANSYS Workbench Tutorial Release 11, Schroff Development Corporation, 2007. 236 p.

УДК 620.165.29

П.М. Огар, В.А. Тарасов, В.И. Межецкий*

РАСЧЕТ ГЕРМЕТИЧНОСТИ ЗАТВОРОВ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ И СОСУДОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Предложена методика расчета величины утечки через уплотнительный стык затворов трубопроводной арматуры и сосудов высокого давления в зависимости от контактных характеристик, доли эффективных микроканалов и свойств реального газа.

Для точного описания реальных свойств технически важных газов в широком диапазоне давлений и температур используется уравнение состояния в вириальной форме.

Ключевые слова: герметичность, величина утечки, уплотнительный стык, затвор, реальный газ, высокое давление, уравнение состояния газа.

В условиях рыночной экономики важным фактором арматуростроения, нефтяного и химического машиностроения является конкурентоспособность выпускаемой запорной трубопроводной арматуры, сосудов и аппаратов высокого давления. Важным при этом становится вопрос об их надежности, что во многом определяется работоспособностью затворов, входящих в их конструкцию. Современные подходы оптимального проектирования затворов трубопроводной арматуры, предполагающие многокритериальный подход, использованы в разработках [1-3]. При проектировании затворов необходимо определить такое состояние исходных конструктивных параметров, чтобы основные требуемые свойства надежности – прочность, герметичность и долговечность обеспечивались

минимальным усилием герметизации, что создаст минимальные массогабаритные характеристики конструкции.

Современная теория проектирования предполагает генерирование значительного числа вариантов проектируемого узла для поиска лучших теоретических решений. Применительно к проектированию затворов трубопроводной арматуры и сосудов высокого давления это возможно при математическом описании процесса герметизации. При проектировании затворов используются математические модели, описывающие напряженно-деформированное состояние в области контакта деталей затвора, контактирование шероховатых поверхностей, массоперенос через уплотнительный стык. Напряженно-деформированное состояние описывается методами механики дефор-

* - автор, с которым следует вести переписку.

мируемого твердого тела. Для определения характеристик контакта шероховатых поверхностей – относительной площади контакта и плотности зазоров в стыке используются либо дискретная модель шероховатости [1-3], либо фрактальная модель [4, 5]. Следует отметить, что при моделировании массопереноса через уплотнительный стык могут использоваться те же фрактальная и дискретная модели шероховатости [6, 7], так как геометрические параметры микроканалов определяются через контактные характеристики [8]. В настоящей работе основное внимание будет удалено особенностям расчета герметичности при высоких давлениях и температурных газовых сред.

Используя данные работы [8], интенсивность массового расхода жидкости (расхода на единицу длины по периметру уплотнения πd_y) через уплотнительный стык при равномерном распределении контактных напряжений по ширине зоны контакта l можно определить выражением

$$G_l = C_u \cdot C_f,$$

где $C_f = \frac{R_{\max}^3 \rho \Delta P}{l \mu}$; R_{\max} – максимальная высота неровностей ρ , μ плотность и вязкость среды; ΔP – перепад давлений; C_u – безразмерный коэффициент проницаемости,

$$C_u = \frac{\Lambda^3 K_f v_i}{8(1-\eta)^2}, \quad (1)$$

где v_i – коэффициент, определяющий долю эффективных микроканалов в уплотнительном стыке; Λ – плотность зазоров в стыке; η – относительная площадь контакта; $K_f = 1 - p_m / \Delta P$; p_m – потери на местных сопротивлениях, для определения которых используется формула Вейсбаха. Параметр C_f содержит пара-

метры, являющиеся исходными при проектировании уплотнений.

Контактные характеристики η, Λ, v_i , входящие в выражение (1) для упругого контакта тяжело нагруженных шероховатых поверхностей, определены в работах [7, 9]. Область применения приведенных там выражений ограничена критерием пластичности, определяющим начало пластической деформации [10]. Для работы контактных характеристик при упруго-пластическом контакте следует учитывать данные работ [11, 12].

Как показали исследования [13], формула Вейсбаха применима также для потоков газа, ошибка при этом не превышает несколько процентов. Для ожидаемого идеального газа, учитывая, что $\rho = \frac{P}{RT}$,

$$Q_l = G_l \cdot \frac{P}{\rho} = G_l \cdot RT, \text{ где } R \text{ – газовая постоянная, } T \text{ – абсолютная температура, получим}$$

$$Q_l = C_u \cdot C_g, \quad (2)$$

$$C_g = \frac{R_{\max}^3 (P_1^2 - P_2^2)}{2l\mu}, \quad (3)$$

где $p_1 = p_2 + \Delta p$.

Выражение (2) было получено в предположении, что состояние газа описывается уравнением Клапейрона-Менделеева. Однако ситуация меняется, когда давление доходит до 10 МПа и выше. В этих случаях при разработке математических моделей вводят реальный газ, принципиальным отличием от идеального является наличие сил внутреннего трения. Чем выше плотность реального газа, тем больше он отличается от идеального.

Качественно управление состояния реального газа характеризуется уравнением Ван-дер-Ваальса

$$\left(p + a_1 \frac{m^2}{V^2} \right) (V - b_1 m) = mRT, \quad (4)$$

где a_1, b_1 – поправочные коэффициенты.

С учетом того, что плотность $\rho = m/V$, а удельный объем $\vartheta = \rho^{-1} = \frac{V}{m}$, выражение (4) можно переписать в виде

$$p = \frac{RT}{\vartheta - b_1} - \frac{a_1}{\vartheta^2}. \quad (5)$$

Поправочные коэффициенты a_1, b_1 определяются выражениями $a_1 = \frac{a}{M^2}$,

$$b_1 = \frac{b}{M},$$

где M – молярная масса; a, b – постоянные Ван-дер-Ваальса. Для азота $a_1 = 179,8 \text{ Па} \cdot \text{м}^6 / \text{кг}^2$, $b_1 = 0,0014 \text{ м}^3 / \text{кг}$.

Для более точного описания реальных газов следует использовать уравнение состояния в вириальной форме

$$p = \rho RT \left(1 + \sum_{i=1}^r \sum_{j=0}^s b_{ij} \left(\frac{\rho}{\rho_{кр}} \right)^i \left(\frac{T_{кр}}{T} \right)^j \right), \quad (6)$$

где для азота $T_{кр} = 126,2^\circ \text{ К}$, $\rho_{кр} = 313,1 \text{ кг/м}^3$, $R = 296,8 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$, $r=10$, $s=7$. Значения констант b_{ij} , определенных по экспериментальным данным для диапазона температур $T = 63,1 \dots 1500^\circ \text{ К}$ и давлений $p = 0,1 \dots 100 \text{ МПа}$, приведены в работе [14].

Согласно работе [15], уравнение состояния может быть записано следующим образом:

$$p = \rho RT \left[1 + B^* b \rho + C^* (b_0 \rho)^2 + D^* (b_0 \rho)^3 + E^* (b_0 \rho)^4 \right]; \quad (7)$$

$$B^* = \sum_{i=0}^9 b_i \left(\frac{1}{T^*} \right)^i, C^* = \sum_{i=0}^7 c_i \left(\frac{1}{T^*} \right)^i, \quad (8a)$$

$$D^* = \sum_{i=0}^8 d_i \left(\frac{1}{T^*} \right)^i, E^* = \sum_{i=0}^8 e_i \left(\frac{1}{T^*} \right)^i, \quad (8b)$$

$$T^* = T(\epsilon/k);$$

где B^*, C^*, D^*, E^* – приведенные вириальные коэффициенты; ϵ/k и b_0 – величины, связанные с параметрами потенциальной функции. Для азота $b_0 = 2,20 \text{ м}^3 / \text{кг}$, $\epsilon/k = 96,186^\circ \text{ К}$.

Константы аппроксимации a_i, c_i, d_i и e_i приведены в [14].

На рис. 1 приведены зависимости плотности азота от давления при температурах 300, 400, 500 и 600° К.

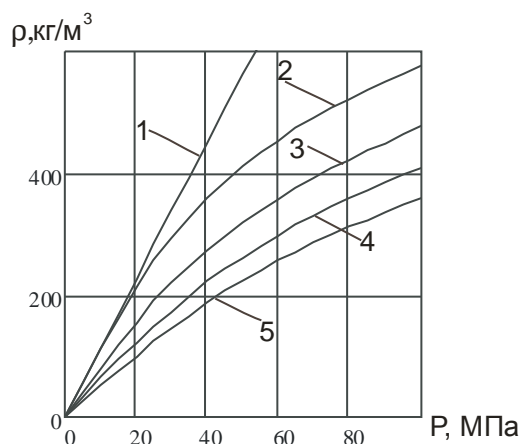


Рис. 1 Зависимость плотности от давления. Идеальный газ – 1; реальный газ: 2 – 300° К, 3 – 400° К, 4 – 500° К, 5 – 600° К

Уравнение вязкости [14]

$$\eta = \eta_0 \left[1 + B_\eta^* b_0 \rho + C_\eta^* (b_0 \rho)^2 \right], \quad (9)$$

где η_0 – вязкость газа при низкой плотности.

Второй и третий вязкостные вириальные коэффициенты аппроксимированы полиномами

$$B_\eta^* = \sum_{i=0}^8 k_i \left(\frac{1}{T^*} \right)^i, C_\eta^* = \sum_{i=0}^8 l_i \left(\frac{1}{T^*} \right)^i. \quad (10)$$

Константы аппроксимации для азота приведены в [14].

На рис. 2 приведены зависимости вязкости азота от давления при температурах 300, 400, 500 и 600° К.

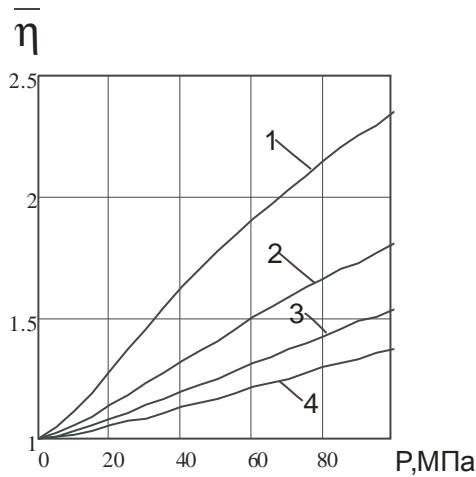


Рис.2 Зависимость вязкости реального газа от давления:
 1 – $T = 300^\circ \text{K}$, 2 – $T = 400^\circ \text{K}$, 3 – $T = 500^\circ \text{K}$, 4 – $T = 600^\circ \text{K}$

На рис. 3 – зависимости вязкости от температуры при давлениях 10, 40, 70 и 100 МПа.

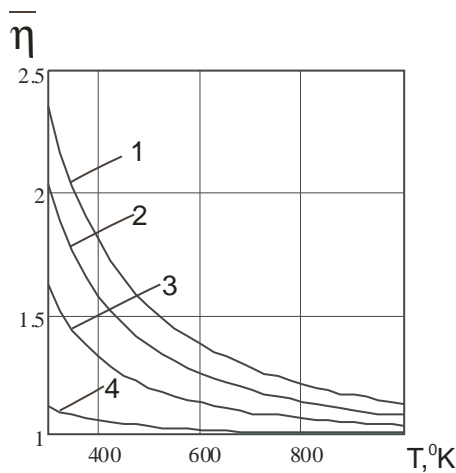


Рис.3 Зависимость вязкости реального газа от температуры:
 1 – $p = 10 \text{ МПа}$, 2 – $p = 40 \text{ МПа}$, 3 – $p = 70 \text{ МПа}$, 4 – $p = 100 \text{ МПа}$

Как следует из рис. 1, для температуры $T = 300^\circ \text{K}$ при давлениях свыше 16 МПа следует учитывать свойства реальных газов. С этой целью, решая уравнение (6) относительно ρ для заданной температуры T , получим зависимости $\rho(p, T)$. Выражение (3) представим в виде

$$C_g = \frac{R_{\max}^3 RT}{l} \int_{p_0}^{p_1} \frac{\rho(p, T) dp}{\eta(p, T)}. \quad (11a)$$

Обозначая $\bar{\eta} = \eta / \eta_0$, имеем

$$C_g = \frac{R_{\max}^3 RT}{l \eta_0} \int_{p_0}^{p_1} \frac{\rho(p, T) dp}{\bar{\eta}(p, T)}. \quad (11б)$$

Выведем безразмерную величину

$$I_p = \frac{RT}{p_0^2} \int_{p_0}^{p_1} \frac{\rho(p, T) dp}{\bar{\eta}(p, T)}. \quad (12)$$

С учетом выражения (9)

$$I_p = \frac{RT}{p_0^2} \int_{p_0}^{p_1} \frac{\rho(p, T) dp}{1 + B_{\eta}^*(b_0 \rho(p, T)) + C_{\eta}^*(b_0 \rho(p, T))^2}. \quad (13)$$

Тогда

$$C_g = \frac{R_{\max}^3 p_0^2 I_p}{l \eta_0}. \quad (14)$$

Зависимости $I_p(p, T)$ для температур 300, 600, 1000 и 1500 °К представлены на рис.4. Там же представлены аналогичная зависимость для идеального газа, которая для всех указанных температур одинакова, так как плотность в выражении (13) обратно пропорциональна величине RT .

Как следует из рис. 4, расхождения между значениями I_p для моделей реального и идеального газов для указанных температур при $p \approx 100 \text{ МПа}$ соответственно составляют 178, 65, 33 и 19,5%. Для $T = 200^\circ \text{K}$ (зависимость на рис.4 отсутствует), расхождение составляет 495%.

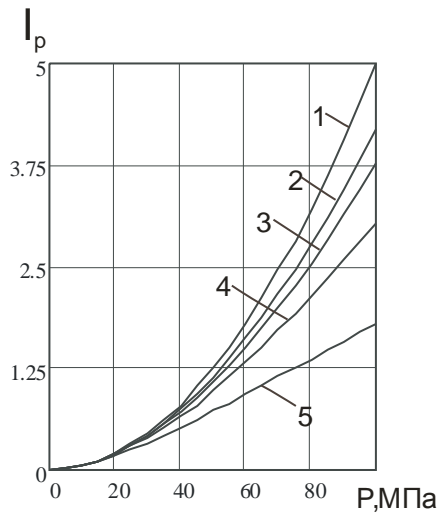


Рис.4 Зависимость параметра I_p от давления. Идеальный газ – 1, реальный газ: 2 – $T = 1500^\circ \text{K}$, 3 – $T = 1000^\circ \text{K}$, 4 – $T = 600^\circ \text{K}$, 5 – $T = 300^\circ \text{K}$

Из выше изложенного следует необходимость использования при расчетах герметичности затворов трубопроводной арматуры и сосудов высокого давления модели реального газа, состояние которого описывается уравнением в вириальной форме. При этом следует отметить, что с ростом температуры диапазон применения модели идеального газа увеличивается.

Литература

1. Огар П. М., Тарасов В. А., Черемных А. Н. Проектирование затворов трубопроводной арматуры // Системы. Методы. Технологии. 2006. № 2. С. 307-316.
2. Белокобыльский С. В., Огар П. М., Тарасов В. А. Многокритериальный подход к проектированию затворов трубопроводной арматуры // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007. № 3 (15). С. 6-10.
3. Белокобыльский С. В., Огар П. М., Тарасов В. А. Оптимальное проектирование затворов трубопроводной арматуры с уплотнением «металл-металл» // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 3. С. 9-15.
4. Огар П. М., Горохов Д. Б. Моделирование контакта фрактальных шероховатых

поверхностей // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2006. № 2. С. 104-108.

5. Огар П. М., Горохов Д. Б. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей: фрактальный подход // Системы. Методы. Технологии. 2010. № 2 (6). С. 30-38.

6. Огар П. М., Горохов Д. Б., Ключев Е. А. Герметизирующая способность стыка шероховатых поверхностей // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007. № 2 (14). С. 63-65.

7. Огар П. М., Тарасов В. А., Турченко А. В. Герметизирующая способность тяжело нагруженных уплотнительных стыков // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2009. № 3. С. 136-142.

8. Моделирование массопереноса через стык шероховатых поверхностей / П. М. Огар [и др.] // Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ. СПб.: СПбГАСУ, 2001. Вып.7. С. 108-116.

9. Огар П. М., Горохов Д. Б. Контакт шероховатых поверхностей : фрактальный подход. Братск : БрГУ, 2007. - 171с.

10. Огар П. М., Дайнеко А. А., Ключев С. С. Критерий пластичности при моделировании контакта тяжело нагруженных шероховатых поверхностей // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 1 (5). С. 14-18.

11. Огар П. М., Дайнеко А. А., Щур Д. Д. Контакт жесткой сферической неровности с упругопластическим полупространством. // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 4. С. 17-19.

12. Огар П. М., Тарасов В. А., Дайнеко А. А. О некоторых общих закономерностях упругопластического внедрения сферического индентора // Системы. Методы. Технологии. 2010. № 4 (8). С. 38-43.

13. Погорелов В. И. Газодинамические расчёты пневматических приводов. Л. : Машиностроение, 1986. 168с.

14. Термодинамические свойства азота / В. В. Сычев [и др.]. М. : Изд-во стандартов, 1977. 277 с.

15. Зубарев В. Н., Козлов А. Д., Кузнецов В. М. Теплофизические свойства тех-

нически важных газов при высоких температурах и давлениях. Справочник. М. : Энергоатомиздат, 1989. -232с.

УДК 629.11.013:629.114.2

А.А. Климов, А.В. Стручков*

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА КЛАССА 40 кН

В работе представлен анализ исследования демпфирующих свойств элементов трансмиссии трактора класса 40 кН, определения коэффициента демпфирования через логарифмический декремент затухания. Качество теоретического анализа динамической нагруженности механизма в основном зависит от точности определения динамических параметров всех кинематических составляющих, в том числе и демпфирующих свойств, определение которых вызывает наибольшую сложность.

Ключевые слова: логарифмический декремент затухания, диссипативные свойства, динамическая нагруженность, трансмиссионные системы, гусеничный трактор.

Для теоретического исследования динамики трансмиссионных систем проводится построение идеализированных динамических и математических моделей. Качество теоретического анализа динамической нагруженности механизма в основном зависит от точности определения динамических параметров всех кинематических составляющих. Наибольшей сложностью при этом является расчет демпфирующих свойств.

Целью настоящей работы является экспериментальное определение демпфирующих свойств трансмиссии трактора класса 40 кН производства Алтайского тракторного завода.

Общеизвестно, что силы сопротивления, ограничивающие развитие колебаний, делят на три группы:

1. Внешнее трение (потери энергии в окружающую среду).

2. Внутреннее трение (потери энергии на перемещение масел, трение в сопряжениях).

3. Конструкционное трение (в основном, потери в материалах).

Расчет демпфирования с учетом всех видов трения является сложной задачей. Наиболее точный метод определения коэффициентов демпфирования – это экспериментальный метод по логарифмическому коэффициенту затухания:

$$\delta = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \ln \frac{A_i}{A_{i+1}}, \quad (1)$$

где m – количество полных периодов затухающих колебаний (обычно $m=2\dots3$); A_i – амплитуды затухающих колебаний.

Коэффициенты демпфирования связаны с декрементом затухания для i -го участка кинематической цепи выражением:

$$b_i = \frac{\delta_i \cdot C_i}{\pi \cdot \omega_i}, \quad (2)$$

где ω_c – собственная частота колебаний трансмиссионного валопровода; C_i – величина жесткости на i – том участке валопровода.

* - автор, с которым следует вести переписку.