

тронные подходы // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2011. № 3. С. 70-78.

7. Елисеев С.В., Белокобыльский С.В., Кашуба В.Б. Прикладные задачи структурной теории виброзащитных систем. СПб.: Политехника. 2013. 362 с.

8. Елисеев С.В., Белокобыльский С.В., Упырь Р.Ю. Обобщенная пружина в задачах машин и оборудования // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). Полтава, 2009. Т.1. Вып. 3(25). С. 79–89.

9. Елисеев С.В., Ковыршин С.В., Большаков Р.С. Особенности построения компактов упругих элементов в механических колебательных системах. Взаимодействия с элементами систем и формы соединения // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2012. № 4(36). С. 61-70.

References

1. Frolov K.V. Theory of mechanisms and machines. M.: Vysshaya shkola. 1987. 496 s.

2. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P., Zasyadko A.A. Dynamic synthesis of the generic problems of vibration protection and vibration insulation of technical objects. Irkutsk: Izd-vo Irkut. gos. un-ta. 2008. 523 s.

3. Lur'ye A.I. Analytical mechanics. M.: Izd-vo fiz.-mat. lit. 1961. 828 s.

4. Khomenko A.P., Eliseev S.V., Zasyadko A.A. Formation of the concept of vibration diagnostics methods of non-destructive control. Modern ideas. // Sistemny analiz. Modelirovaniye. 2008. №1. S. 153 -172.

5. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P. Mechatronic approaches in the dynamics of mechanical vibratory systems. Novosibirsk: Nauka. 394 s.

6. Eliseev S.V., Moskovskikh A.S., Bol'shakov R.S., Savchenko A. Integration possibilities of the methods of the circuit theory and the theory of automatic control in the problems of machine dynamics // Nauka i obrazovaniye: electron. nauch. izd. 2012. № 6. S.19.

7. Eliseev S.V., Belokobyl'sky S.V., Kashuba V.B. Mathematical modeling of the mechanical vibratory systems. Mechatronic approaches // Problemy mashinostroyeniya i avtomatizatsii. 2011. № 3. S.70-78.

8. Eliseev S.V., Belokobyl'sky S.V., Kashuba V.B. Applied problems of structural theory of vibration protection systems: monograf. St. Petersburg. Politekhnik. 2013. 362 s.

9. Eliseev S.V., Belokobyl'sky S.V., Upyr' R.Yu. Generalized spring in the tasks of machinery and equipment // Book of scientific works: Poltava national technical University named after Yuri Kondratyuk. V.1. Poltava, 2009. № 3(25). S. 79-89.

10. Eliseev S.V., Kovyrshin S.V., Bol'shakov R.S. Construction features of the compact sets of elastic elements in mechanical oscillatory systems. Interactions with systems elements and connection shapes // Sovremennyye tekhnologii. Sistemny analiz. Modelirovaniye. № 4 (36). 2012. S. 61 - 70.

УДК 62 – 336

Определение перемещений в оболочечно-пластинчатом седле клапана

А.М. Долотов^а, Ю.И. Белооголов^б

Иркутский государственный университет путей сообщения, ул. Чернышевского 15, Иркутск, Россия

^аamdolotov@mail.ru, ^бpr-mech@mail.ru

Статья поступила 20.01.2013, принята 29.04.2013

Рассмотрена методика определения жесткостных характеристик оболочечно-пластинчатого седла клапана. В качестве наиболее технологически простой принята схема с оболочечным элементом, расположенным на упругой пластине. С учетом условий совместности деформаций в месте сопряжения пластины и оболочки определены постоянные интегрирования, жесткость седла, значения смещения торца оболочки в радиальном направлении и прогиба пластины – в осевом. Приведены результаты расчета седла с заданными параметрами в программе MathCAD 14. Приведены эпюры смещения торца оболочки по длине и прогиба пластины по радиусу. Представлена принципиальная схема экспериментальной установки. Экспериментальные образцы (седла) выполнены из материала БрОЦС-5-5-5 (БрО5Ц5С5). Результаты измерений представлены как при нагружении седла клапана, так и при его разгрузке. Выполнена обработка экспериментальных данных методом наименьших квадратов и построены линейные зависимости радиальных смещений и осевых перемещений от прикладываемой нагрузки. На основании экспериментальных данных определен коэффициент трения и уточнен угол трения в месте контакта золотника с седлом. Весьма ценным является то обстоятельство, что для определения коэффициента трения не требуется определения жесткостных характеристик оболочечного элемента, а параметры, входящие в квадратное уравнение, могут быть определены с высокой степенью точности. Определена погрешность экспериментальных данных. Полученные аналитические зависимости могут быть использованы в качестве тестовых для конечно-элементных моделей.

Ключевые слова: оболочечно-пластинчатое седло, жесткость, функции Крылова, условия совместности деформаций.

Determination of displacements in shell-plate valve seat

A.M. Dolotov^a, Yu.I. Belogolov^b

Irkutsk State University of Railway Engineering, 15 Chernyshevskogo st., Irkutsk, Russia

^aamdolotov@mail.ru, ^bpr-mech@mail.ru

Received 20.01.2013, accepted 29.04.2013

The technique to determine the shell-plate valve seat stiffness has been examined. As the most technologically simple one, the analytical model with shell elements placed on the elastic plate has been adopted. Taking into consideration the conditions of strains compatibility at the plate-shell conjugation, the constant of integration, the seat stiffness, the values of the shell edge displacement in the

radial direction and the plate deflection in the axial direction have been determined. The results obtained while calculating the seat having the set-up parameters in the MathCAD 14 have been produced. The diagrams of the lengthwise shell edge displacement and the radial plates deflection have been given. The experimental setup schematic circuit has been presented. The experimental samples (seats) are made of BrOTsS-5-5-5 (BrO5Ts5S5). The measurement results are presented under both valve seat loading and unloading. The processing of the experimental data has been done by the least-squares technique and a linear dependence of the radial displacements and axial deflections of the applied load has been constructed. Based on the experimental data, the friction ratio has been determined, and the friction angle at the place of slide valve-seat contact has been specified. It is quite important that the friction ratio evaluation does not require the shell element stiffness characteristics determination, and the quadratic equation parameters can be determined with a high degree of accuracy. The experimental data error has been determined. The obtained analytical dependencies can be used as test ones for finite-element models.

Keywords: shell-plate seat, stiffness, Krylov`s functions, strains compatibility conditions.

Введение. С повышением рабочих давлений, температур герметизируемых сред все большее применение получают уплотнительные соединения с тонкостенными элементами [1, 2, 3]. Надежность уплотнительных соединений характеризуется следующими основными свойствами: герметичностью, прочностью, долговечностью. Задачей оптимального проектирования оптимального уплотнительного соединения, в данном случае клапанного уплотнения, является обеспечение заданных свойств минимальным усилием герметизации. Для обеспечения оптимального проектирования нужны математические модели: напряженно-деформированного состояния, расчета герметичности, динамического нагружения, изнашивания и др. [3]. Напряженно-деформированное состояние тонкостенного седла пониженной жесткости рассмотрено авторами в работе [4]. Настоящая работа посвящена определению жесткостных характеристик оболочечно-пластинчатого седла, расчетная схема которого приведена на рис. 1. Принятые обозначения заимствованы из работы [4].

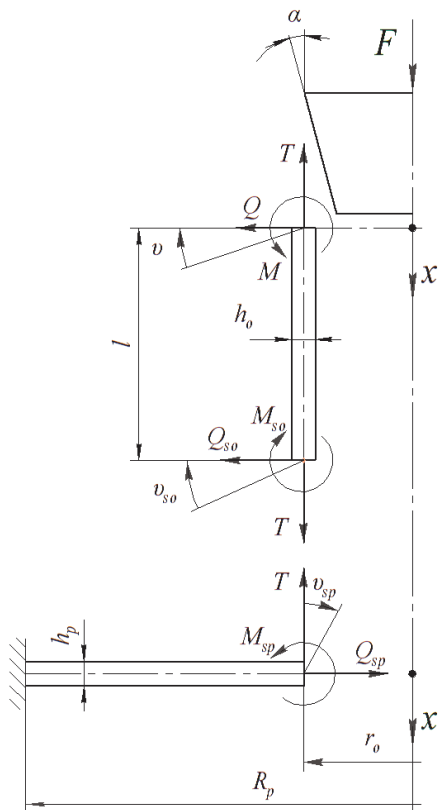


Рис. 1. Расчетная схема оболочечно-пластинчатого седла

Методика определения жесткостных характеристик оболочечно-пластинчатого седла клапана. На рис. 2 показана расчетная схема пластины, дифференциальное уравнение ее деформирования имеет вид [1]:

$$\frac{d^2 v_p}{dr_p^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dv_p}{dr_p} - \frac{v_p}{r_p^2} = \frac{Q_p}{D_p} \quad (1)$$

Решение уравнения (1) принимаем в виде [5]:

$$v_p = C_1 r_p + \frac{C_2}{r_p} + \frac{1}{D_p r_p} \int [\epsilon Q_p d\tilde{r}] d\tilde{r} \quad (2)$$

где \tilde{r} и ϵ – вспомогательные переменные.

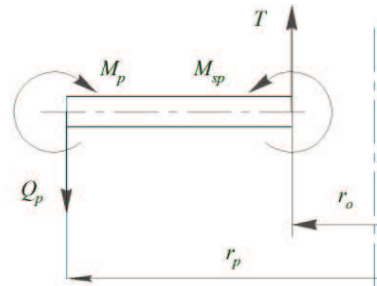


Рис. 2. Расчетная схема пластины

Граничные условия:

1) по наружному краю пластина жестко заделана, т. е. при $r_p = R_p$ $v_p = 0$;

2) по внутреннему радиусу r_o пластины приложен момент M_{sp} .

$$M_{sp} = D_p \left(\frac{dv_p}{dr_p} + \mu \frac{v_p}{r_p} \right) \Big|_{r_p=r_o} \quad (3)$$

$$v_{sp} = C_1 r_p + \frac{C_2}{r_p} + \frac{T r_o r_p}{2 D_p} \ln \frac{r_p}{R_p} \quad (4)$$

Тут все слагаемые, содержащие r_p в первой степени, отнесены к постоянной интегрирования C_1 .

Уравнение деформированной образующей оболочечного элемента имеет вид:

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\beta^4 w = -\frac{\mu T}{rD} \quad (5)$$

решение которого:

$$\begin{aligned}
 w(x) &= A_0 K_0(\beta x) + A_1 K_1(\beta x) + \\
 &+ A_2 K_2(\beta x) + A_3 K_3(\beta x) + w^*; \\
 w'(x) &= \beta[-4A_0 K_3(\beta x) + \\
 &+ A_1 K_0(\beta x) + A_2 K_1(\beta x) + A_3 K_2(\beta x)]; \\
 w''(x) &= \beta^2[-4A_0 K_2(\beta x) - 4A_1 K_3(\beta x) + \\
 &+ A_2 K_0(\beta x) + A_3 K_1(\beta x)]; \\
 w'''(x) &= \beta^3[-4A_0 K_1(\beta x) - 4A_1 K_2(\beta x) - \\
 &- 4A_2 K_3(\beta x) + A_3 K_0(\beta x)],
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

где $A_0 \dots A_3$ – постоянные интегрирования, $K_0(\beta x) \dots K_3(\beta x)$ – функции А.Н. Крылова,

$$w^* = -\frac{\mu Tr_0}{Eh_0}.$$

Граничные условия для оболочки принимаем в виде:

$$\begin{aligned}
 x=0: w''(0) &= 0; w'''(0) = \frac{Q}{D_o}; \\
 x=l: w'(l) &= v_o; w''(l) = \frac{M_{so}}{D_o}.
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

Подставляя первые два граничных условия, находим:

$$A_2 = 0; A_3 = \frac{Q}{D_o \beta^3}.$$

Условия совместности деформаций пластины и оболочки:

$$\begin{aligned}
 M_{so}(l) &= M_{sp}(r_o); \\
 Q_{so}(l) &= Q_{sp}(r_o); \\
 w(l) &= \Delta r_p(r_o); \\
 \vartheta_{so}(l) &= \vartheta_{sp}(r_o).
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

Относительно третьего условия совместности деформаций следует отметить, что перемещение пластины $\Delta r_p(r_o)$ возникает вследствие растяжения ее силами Q_{sp} , при этом все точки пластины находятся в состоянии равномерного растяжения с напряжением

$$\sigma = \frac{Q_{sp}}{h_p} \tag{6}.$$

С учетом обобщенного закона Гука:

$$\Delta r_p = \epsilon r_o = \frac{Q_{sp}(R_p - r_o)}{Eh_p}(1 - \mu). \tag{9}$$

Условие совместности $T_o(l) = T_p(r_o) = T$ использовано при задании нагрузки на торце оболочки [7]:

$$T = -\frac{F}{2\pi r_o}; Q = \frac{F}{2\pi r_o \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}.$$

Первое условие совместности деформаций в развернутом виде:

$$\begin{aligned}
 D_o \beta^2 \left[-4A_0 K_2(\beta l) - 4A_1 K_3(\beta l) + \frac{Q}{D_o \beta^3} K_1(\beta l) \right] = \\
 = D_p \left[C_1(1 + \mu) - \frac{C_2}{r_o^2}(1 - \mu) + \frac{Tr_o}{2D_p} + (1 + \mu) \frac{Tr_o}{2D_p} \ln \frac{r_o}{R_p} \right].
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

Объединяя второе и третье условия совместности, получаем:

$$\begin{aligned}
 A_0 K_0(\beta l) + A_1 K_1(\beta l) + \frac{Q}{D_o \beta^3} K_3(\beta l) - \frac{\mu Tr_o}{Eh_o} = \\
 \frac{(R_p - r_o)}{Eh_o} (1 - \mu) D_o \beta^3 [-4A_0 K_1(\beta l) - \\
 - 4A_1 K_2(\beta l) + \frac{Q}{D_o \beta^3} K_0(\beta l)];
 \end{aligned}
 \tag{11}$$

$$\begin{aligned}
 C_1 r_o + \frac{C_2}{r_o} + \frac{Tr_o^2}{2D_p} \ln \frac{r_o}{R_p} = \beta [-4A_0 K_3(\beta l) + \\
 + A_1 K_0(\beta l) + \frac{Q}{D_o \beta^3} K_2(\beta l)];
 \end{aligned}
 \tag{12}$$

$$C_1 R_p + \frac{C_2}{R_p} = 0,$$

т. е. систему четырех уравнений для нахождения четырех постоянных интегрирования $C_1; C_2; A_0; A_1$.

$$\begin{aligned}
 A_0 &= \frac{\begin{vmatrix} e_1 & a_2 & a_3 \\ e_2 & b_2 & b_3 \\ e_3 & d_2 & d_3 \end{vmatrix}}{\Delta}; \\
 A_1 &= \frac{\begin{vmatrix} a_1 & e_1 & a_3 \\ b_1 & e_2 & b_3 \\ c_1 & e_3 & d_3 \end{vmatrix}}{\Delta}; \\
 C_1 &= \frac{\begin{vmatrix} a_1 & a_2 & e_1 \\ b_1 & b_2 & e_2 \\ d_1 & d_2 & e_3 \end{vmatrix}}{\Delta}; \\
 C_2 &= -C_1 R_p^2,
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

где $\Delta = \begin{vmatrix} a_1 & a_2 & a_3 \\ b_1 & b_2 & b_3 \\ d_1 & d_2 & d_3 \end{vmatrix}; a_1 = -4D_o \beta^2 K_2(\beta l);$

$$a_2 = -4D_o \beta^2 K_3(\beta l);$$

$$a_3 = \left[-D_p(1 + \mu) - \frac{D_p R_p^2}{r_o^2}(1 - \mu) \right];$$

$$e_1 = T \left[\frac{K_1(\beta l)}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)\beta} + \frac{r_o}{2} + \frac{(1 + \mu)r_o}{2} \ln \frac{r_o}{R_p} \right];$$

$$b_1 = \left[K_0(\beta l) + \frac{R_p - r_o}{Eh_p} (1 - \mu) D_o \beta^3 4K_1(\beta l) \right];$$

$$b_2 = \left[K_1(\beta l) + \frac{R_p - r_o}{Eh_p} (1 - \mu) D_o \beta^3 \cdot 4K_2(\beta l) \right];$$

$$e_2 = T \left[\frac{K_3(\beta l)}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) D_o \beta^3} + \frac{\mu r_o}{Eh_o} - \frac{(R_p - r_o)}{Eh_o} \frac{(1 - \mu)}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} K_0(\beta l) \right];$$

$$d_1 = -4\beta K_3(\beta l);$$

$$d_2 = \beta K_0(\beta l);$$

$$d_3 = \left[\frac{R_p^2}{r_o} - r_o \right];$$

$$e_3 = T \left[\frac{r_o}{2D_p} \ln \frac{r_o}{R_p} + \frac{\beta}{D_o \beta^3 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} K_2(\beta l) \right].$$

Прогиб пластины:

$$w(r_p) = C_3 - \int v_p dr =$$

$$= C_3 - C_2 \ln r_p + \frac{r_p^2 (Tr_o - 4C_1 D_p)}{8D_p} - \frac{Tr_o^3 \ln \left(\frac{r_p}{R_p} \right)}{4D_p}.$$

Постоянная интегрирования C_3 определяется из условия отсутствия перемещений при $r_p = R_p$,

$$C_3 = C_2 \ln R_p - \frac{R_p^2 (Tr_o - 4C_1 D_p)}{8D_p}. \quad (14)$$

Прогиб пластины в месте соединения с оболочкой:

$$w_{sp} = C_2 \ln \frac{R_p}{r_o} - \frac{Tr_o - 4C_1 D_p}{8D_p} (R_p^2 - r_o^2) - \frac{Tr_o^3}{4D_p} \ln \frac{r_o}{R_p} \quad (15)$$

$$c_2 = \frac{Q}{w(0)} = \frac{Q}{A_0 + w^*}; \quad c_3 = \frac{2\pi r_o T}{w_{sp}}, \quad (16)$$

где c_1 – жесткость привода; c_2 – радиальная жесткость седла; c_3 – жесткость пластины.

Значения перемещений пластины и оболочки могут быть найдены из (16):

$$w_{sp} = \frac{2\pi r_o T}{c_3}; \quad w(0) = \frac{Q}{A_0 + c_2}. \quad (17)$$

Упругая модель оболочечно-пластинчатого седла может быть представлена в виде:

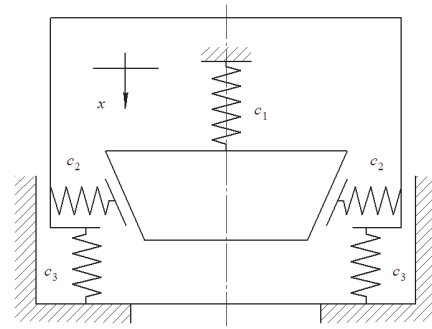


Рис. 3. Упругая модель оболочечно-пластинчатого седла

Определение перемещений оболочечно-пластинчатого седла клапана в MathCAD 14. Расчет деформационных характеристик оболочечно-пластинчатого седла выполнялся в системе MathCAD 14 [8].

Для численных расчетов были приняты следующие исходные данные.

1. Радиус срединной поверхности оболочечного элемента $r_o = 19$ мм.
 2. Наружный радиус пластины $R_p = 42,5$ мм.
 3. Модуль упругости материала $E = 90000$ МПа.
 4. Коэффициент Пуассона материала $\mu = 0,35$.
 5. Половина угла при вершине конуса золотника, $\alpha = 15^\circ$.
 6. Коэффициент трения в стыке $f = 0,1$.
 7. Параметр оболочечного элемента $\beta l = 2$.
 8. Толщина: оболочка $h_o = 1$ мм; пластины $h_p = 1$ мм.
 9. Нагрузка со стороны привода $F = 450$ Н
- Результаты расчетов в MathCAD 14 показаны на рис. 4 и рис. 5.

Здесь $w_{sp}(r)$ – прогиб пластины в зависимости от радиуса r ($r_o \leq r \leq R_p$); $w(x)$ – радиальное смещение оболочки в зависимости от координаты x ($0 \leq x \leq l$).

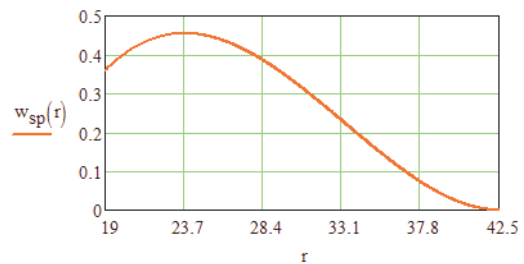


Рис. 4. Прогиб пластины

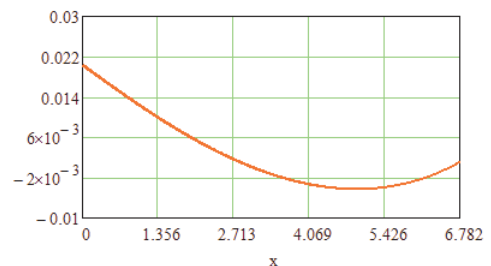


Рис. 5. Радиальное смещение оболочки

Экспериментальное определение перемещений оболочечно-пластинчатого седла клапана. Экспериментальные исследования по определению перемещений седла проводились на установке, представленной на рис. 6.

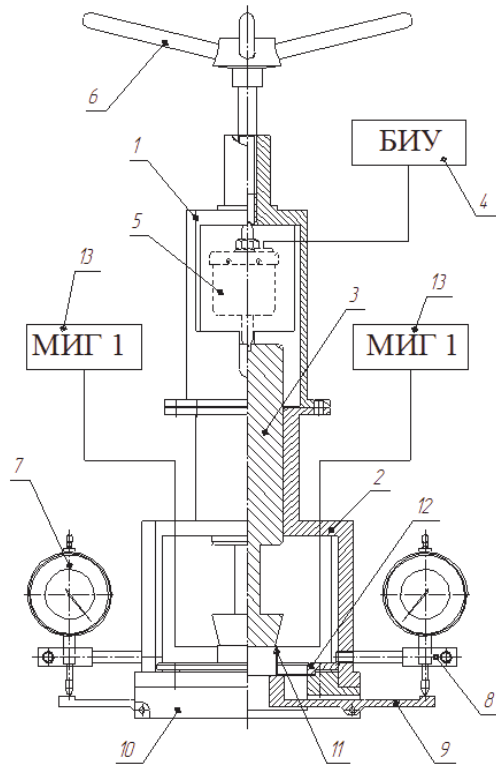


Рис. 6. Схема экспериментальной установки: 1 – крышка привода; 2 – корпус; 3 – золотник; 4 – блок измерения усилий (БИУ); 5 – датчик усилия (ДУ); 6 – штурвал; 7 – индикатор часовой (ИЧ-10); 8 – кронштейн; 9 – осевой рычаг; 10 – опорная крышка; 11 – седло; 12 – фиксирующее кольцо; 13 – индикатор часовой МИГ 1 (показан схематично)

Седло 11, выполненное в виде тонкостенного оболочечного элемента, расположенного на пластине, жестко заземленной между основанием 10 и прижимным кольцом 12. В основании 10 выполнен паз, в котором расположены осевые рычаги 9, контактирующие с седлом 11 клапана с одной стороны и индикаторами часового типа (ИЧ-10) 7 – с другой. К основанию с помощью болтового соединения крепится корпус 2, в котором выполнены направляющее отверстие для золотника 3, полость, где располагаются элементы затвора, и индикаторные крепления для закрепления ИЧ-10. Индикаторы многооборотные (МИГ 1) 13 закрепляются на индикаторных стойках и располагаются по обе стороны от корпуса (на рис. 6 показаны схематично). К корпусу установки через фланцевое соединение крепится крышка привода 1, в которой выполнены полость для размещения датчика усилий (ДУ) и шпindel, позволяющий передавать усилие через ДУ на золотник 3 посредством вращения штурвала 6. К ДУ подключается блок измерения усилий (БИУ) 4, показывающий нагрузку с точностью 0,1 Н.

Для того чтобы соосно расположить седло относительно золотника, необходимо:

1) незафиксированное седло нагрузить предварительным усилием в 50 Н, что позволит ему принять соосное положение относительно золотника;

2) с помощью прижимного кольца, посредством болтового соединения, зафиксировать седло. Снять предварительную нагрузку, проверить надежность фиксации седла по контуру.

После того, как седло зафиксировано и датчики выставлены на ноль, можно проводить экспериментальные исследования по определению его перемещений в зависимости от прикладываемой нагрузки.

Седло клапана выполнено из бронзы марки БрО5Ц5С5. На рис. 7 представлены экспериментальные образцы (седла), выполненные из БрО5Ц5С5.

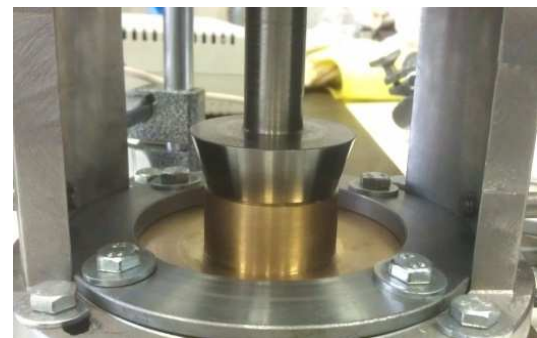


Рис. 7. Сёдла

На рис. 8 представлены снимки экспериментальной установки в собранном виде с подключенным БИУ и закрепленными датчиками ИЧ-10 и МИГ 1.



а)



б)

Рис. 8. Экспериментальная установка а) – общий вид установки; б) – затвор

С учетом веса золотника 22 Н, нагрузка прикладывалась через равные промежутки с приращением в 100 Н. Нагрузка в 50 Н прикладывается для предварительного нагружения седла с целью снижения по-

грешности при дальнейшем снятии показаний с ИЧ-10 и МИГ 1. Поверхность конуса и седла предварительно обезжиривалась.

Таблица 1

Геометрические параметры испытываемого седла

№ седла	Высота оболочки H , мм	Внутренний диаметр $d_{вн}$, мм	Наружный диаметр $d_{н}$, мм	Наружный диаметр пластины D , мм	Толщина обол.-пласт. элемента h_0 , h_p , мм	Кол-во образцов, шт.
1	20	38	40	85	1	6

Таблица 2

Опытные данные перемещений $w_{осе}$ и $w_{рад}$ седла № 1

Нагрузка F , H	Опыт. знач. датчиков 1/2 $w_{осе}$, мм	Среднеарифм. значение $w_{осе.ср}$, мм	Опыт. знач. датчиков 1/2 $w_{рад}$, мм	Среднеарифм. значение $w_{рад.ср}$, мм
Седло № 1 (нагружение)				
0	0	0	0	0
50	0,03/0,032	0,031	0,002/0,003	0,0025
150	0,09/0,10	0,095	0,006/0,008	0,007
250	0,15/0,16	0,155	0,010/0,012	0,011
350	0,21/0,225	0,215	0,013/0,019	0,016
450	0,37/0,28	0,275	0,018/0,022	0,020
Седло № 1 (разгружение)				
350	0,24/0,24	0,242	0,018/0,020	0,019
250	0,17/0,18	0,175	0,012/0,014	0,013
150	0,11/0,12	0,115	0,007/0,009	0,008
50	0,035/0,04	0,037	0,004/0,003	0,0035
0	0,01/0,01	0,00	0,001/0,001	0,000

При нанесении опытных табличных значений на график видно, что имеет место линейная зависимость общего типа. Ее аналитическое выражение – $w = aF + b$.

Для построения графиков линейной зависимости нагрузки F от перемещения $w_{осе.ср}$ и нагрузки F от перемещения $w_{рад.ср}$ воспользуемся методом наименьших квадратов [2].

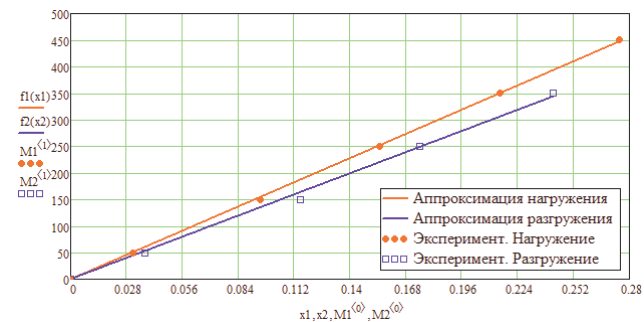


Рис. 9. График зависимости осевого прогиба пластины от прикладываемой нагрузки

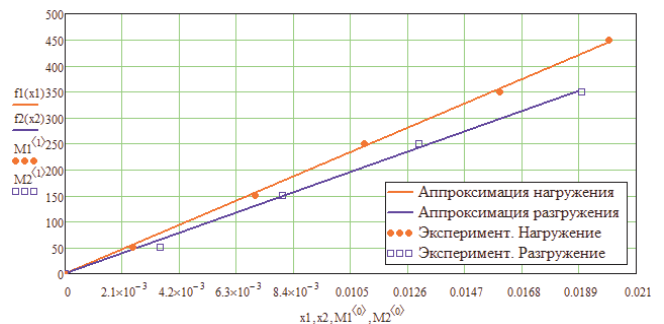


Рис. 10. График зависимости радиальных смещений торца оболочки от прикладываемой нагрузки

Экспериментальное определение коэффициента трения в стыке уплотнительного соединения. В [9] приводится способ экспериментального определения коэффициента трения в стыке уплотнительного соединения с оболочечным седлом. В качестве примера рассмотрим рис. 9.

На рис. 11 представлена экспериментальная зависимость F от $w_{рад}$. Согласно [9], наличие силы трения в

контакте обуславливает гистерезис диаграммы «сила-смещение». Рассмотрим смещение $w(0)$, при котором по плану эксперимента начинается разгрузка уплотнения. Для точки $w(0)$ можно записать очевидные соотношения, если учесть, что одинаковому радиальному смещению соответствует одинаковая радиальная нагрузка:

$$\frac{F_n}{F_p} = \frac{Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}{Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)}, \quad (18)$$

в котором отношение $F_n / F_p = k_m$ определяется экспериментально.

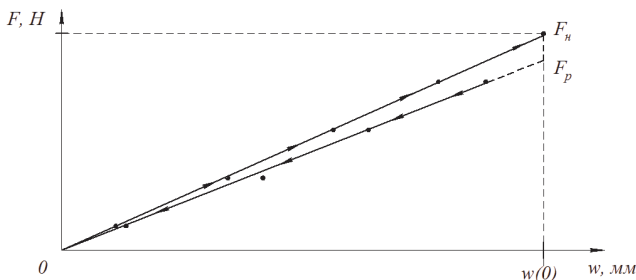


Рис. 11. Экспериментальная зависимость осевых перемещений седла от прикладываемой нагрузки

Тогда коэффициент трения может быть найден из квадратного уравнения:

$$f^2 + \frac{(\operatorname{tg}^2 \alpha + 1)(k_m + 1)}{\operatorname{tg} \alpha (1 - k_m)} f + 1 = 0. \quad (19)$$

Угол α принят равным 15° ; отношение $k_m = F_n / F_p$ для радиальных смещений равно 1,19.

Для радиальных смещений корни уравнения равны:

$$f_{\text{рад1}} = 46,190; f_{\text{рад2}} = 0,0865.$$

Значение $f_{\text{рад1}} = 46,23$ не имеет смысла.

$$f_{\text{тр}} = 0,0865.$$

С учетом того, что в паре трения «золотник-седло» один из материалов, соответственно, сталь, а второй – бронза, и площадь их контакта проходит по линии, коэффициент трения $f_{\text{тр}} = 0,0865$.

В [6] указано, что весьма ценным является то обстоятельство, что для определения коэффициента трения не требуется определения жесткостных характеристик оболочечного элемента, а параметры, входящие в квадратное уравнение (19), могут быть определены с высокой степенью точности.

Из условия, что $\operatorname{tg} \varphi_{\text{тр}} = f_{\text{тр}}$

$$\varphi_{\text{тр}} = \operatorname{arctg} f_{\text{тр}} = 4,94^\circ.$$

Экспериментальное значение коэффициента трения можно использовать при пересчете в исходных данных.

Расхождение теоретических и экспериментальных значений может быть объяснено:

- неточностью изготовления образцов;
- погрешностью измерительных приборов;
- сложностью фиксации перемещения на торце экспериментального образца;
- расхождением заданных и фактических значений модуля упругости и коэффициента Пуассона.

Выводы. С учетом вышеизложенного можно сделать вывод о хорошем совпадении теоретических и экспериментальных результатов. Полученные аналитические зависимости могут быть использованы в качестве тестовых для конечно-элементных моделей.

Литература

1. Долотов А.М., Гозбенко В.Е., Белоголов Ю.И. Уплотнительные соединения с использованием тонкостенных элементов: моногр. Иркутск, 2011. 72 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 22. 11. 2011, № 508-B2011.
2. Долотов А.М. Уплотнительное соединение: пат. 2129681 Рос. Федерация. № 97101302/06; заявл. 30.01.97; опубл. 27.04.99, 4 с.
3. Савин Л.А., Долотов А. М., Соломин О.В., Устинов Д.Е. Авиационный газотурбинный двигатель: пат. 2162975 Рос. Федерация. № 98100457/06; заявл. 06.01.98; опубл. 10.02.01. 2 с.
4. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Напряженно-деформированное состояние тонкостенного клапанного седла пониженной жесткости. // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2011. № 4 (32). С. 62- 65.
5. Бояршинов С.В. Основы строительной механики машин. М.: Машиностроение, 1973. 456 с.
6. Пономарев С.Д., Бидерман В.Л., Лихарев К.К., Макушин В.М., Малинин Н.Н., Феодосьев В.И. Расчеты на прочность в машиностроении. М., 1958. 975 с.
7. Долотов, А. М. Разработка методов расчета и проектирование уплотнений с оболочечным элементом для летательных аппаратов: дис. ... д-ра техн. наук. М., 1994. 280 с.
8. Макаров, Е. Инженерные расчеты в Mathcad 14 СПб.: Питер, 2007. 592 с.
9. Долотов А.М., Огар П.М., Чегодаев Д.Е. Основы теории и проектирования уплотнений пневмогидроарматуры летательных аппаратов. М.: Изд-во МАИ, 2000. 296 с.

References

1. Dolotov A.M., Gozbenko V.E., Belogolov Yu.I. Sealing connections using thin-walled elements. Irkutsk, 2011. 72 s. Dep. V VINITI-22.11. 2011, № 508-V2011.
2. Pat. 2129681 Russian Federation, МРК⁶ F 16 K 25/00, МРК⁶ F 16 J 15/00. Sealing joint / Dolotov A.M., zayavitel' i patentoobladatel' Orlovsky gosudarstvenny tekhnicheskyy universitet. № 97101302/06; zayavl. 30.01.1997, opubl. 27.04.1999. 4 s.: il 1.
3. Pat. 2162975 Russian Federation, МРК⁷ F 02 to 7/16. Air gas-turbine engine / Savin L.A., Dolotov A.M., Solomin O.V., Ustinov D.E.; zayavitel' i patentoobladatel' Orlovsky gosudarstvenny tekhnicheskyy universitet. № 98100457/06; zayavl. 06.01.1998, opubl. 10.02.2001. 2 s.: ill.
4. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. The stress-strain state of a thin-walled valve seat of a lower stiffness. Sovremennyye tekhnologii. Sistemyy analiz. Modelirovaniye. 2011. № 4 (32). S. 62 - 65.
5. Boyarshinov S.V. Fundamentals of machines structural analysis. M.: Mashinostroeniye, 1973. 456 s.
6. Ponomarev S.D., Biederma V.L., Likharev K.K., Makushin V.M., Malinin N.N., Feodos'yev V.I. Stress calculation in mechanical engineering. M: Izd-vo ML, 1958. 975 s.
7. Dolotov A.M., Ogar P.M., Chegodaev D.E. Theory basics and design of aircraft hydropneumatic valve sealings. M.: Izd-vo MAI, 2000. 296 s.
8. Makarov E.A. Engineering calculations in Mathcad 14. SPb: Piter, 2007. 592 s. ISBN 978-5-91180-348-38.
9. Dolotov A.M. Development of the calculation methods and design of the seals with shell elements for aircrafts: dis. ... dok. tekhn. nauk. M., 1994. 280 s.