

УДК 629.7.018

DOI 10.18698/0536-1044-2016-9-81-89

Новый подход к определению моментов инерции космических аппаратов на основе анализа автоколебательной системы

С.В. Резник, Н.А. Виденкин

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

A New Approach to Measure Spacecraft Moments of Inertia Based on the Analysis of a Self-Oscillating System

S.V. Reznik, N.A. VidenkinBMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

e-mail: sreznik@bmstu.ru, niknediv@gmail.com

i Традиционный метод определения моментов инерции основан на оценке периода свободных колебаний крутильного маятника с одной степенью свободы. Сложность метода состоит в необходимости поддержания высокой добротности колебательного процесса за счет снижения влияния диссипативных сил, вносящих существенную погрешность в измерения. Предложен новый подход к усовершенствованию традиционного метода определения моментов инерции, заключающийся в создании незатухающего автоколебательного процесса. Представлено комплексное исследование метода измерения моментов инерции космических аппаратов на основе модели автоколебательной системы. Синтез математической модели стенда с выбором оптимальных режимов колебаний выполнен с использованием программной среды Matlab. Приведены результаты экспериментальной реализации метода на базе макета автоматизированного стенда контроля координат центра масс и моментов инерции «АМИК», подтвердившие адекватность результатов математического моделирования.

Ключевые слова: момент инерции, космический аппарат, автоколебания.

i The conventional method for determining moments of inertia is based on the evaluation of the period of free oscillations of a torsion pendulum with one degree of freedom. The complexity of the method lies in the necessity to maintain the high quality factor of the oscillation process by decreasing the influence of dissipative forces that can lead to significant errors in measurements. The authors of this article propose a new approach to improve the conventional pendulum method by developing the self-oscillation process to eliminate damping. The article describes complex research of the proposed method for measuring the moment of inertia based on the self-oscillating system. MatLab software was used for the synthesis of a mathematical model of the test stand with the choice of optimal oscillation modes. The article presents the experimental results of testing the method using AMIK, an automated stand for controlling the coordinates of the center of mass and moments of inertia. The experimental results have verified the mathematical modeling results.

Keywords: moment of inertia, spacecraft, self-oscillations.

Критическими конструктивными элементами стендов контроля инерционных характеристик космических аппаратов являются шарнирные опоры, поддерживающие вес подвижных частей стендов (платформы для установки изделий). Точность определения параметров геометрии масс изделий напрямую зависит от силы трения в шарнирных опорах, поскольку с увеличением сил трения снижается чувствительность испытательного оборудования.

Оборудование для экспериментального определения осевых моментов инерции (МИ) традиционно разрабатывают на основе маятниковой системы с одной степенью свободы [1]. По измеряемым значениям периодов осцилляции системы с установленным изделием проводят расчет искомым значений осевых МИ. Наличие трения в опорных узлах, в материале упругого элемента, а также трения о воздух вызывает диссипацию энергии, что приводит к затуханию колебательного процесса, вносит существенную погрешность в результаты измерения и ограничивает объем получаемых статистических данных.

Классические подходы к снижению энергетических потерь на сопротивление предполагают применение опор и подвесов, частично компенсирующих трение. Наибольшее распространение в стендах контроля осевых МИ получили аэростатические подвесы. Между кольцами аэростатических подшипников под давлением находится газовая прослойка толщиной до 20 мкм, обеспечивающая их беспрепятственное вращение друг относительно друга. Давление газа в подшипнике составляет 5 атм и более (в зависимости от нагрузочной способности подшипника). Строгие допуски на размеры и форму сопрягаемых поверхностей колец, высокие требования к антифрикционным свойствам материалов, сложность пневматической системы для нагнетания давления, а также требования к надежности и безопасности эксплуатации обуславливают высокие показатели стоимости и трудоемкости производства аэростатических подшипников.

Несмотря на то что применение аэростатических опор существенно снижает трение, полностью исключить его влияние на колебательный процесс без использования дополнительных средств невозможно. Отметим, что в общем случае для колебаний характерна зависимость периода от амплитуды. На практике даже после непродолжительной серии колеба-

ний (10–15 циклов) амплитуда снижается настолько, что изменение периода выходит за границы доверительного интервала. Адекватность модели свободных колебаний необходимо подтверждать расчетом логарифмического декремента затухания. В результате усложнения измерительной схемы происходит ограничение количества входных данных для статистической обработки, что ухудшает метрологические показатели испытательного оборудования.

Проблему диссипации энергии в ходе измерительного процесса решают введением в систему такого узла, который способен поддерживать колебания на заданной амплитуде в течение длительного времени. Следует отметить, что при реализации механизма на основе прямого непрерывного внешнего возмущения характер колебаний изменяется относительно свободной системы, что вносит существенную неопределенность в значение измеряемого периода. Использование кратковременной прерывистой внешней силы способствует отдалению формы колебаний от гармонических, что также увеличивает погрешность измерений.

Точность измерения периодов колебаний в традиционных методах достигает 100 мкс, что соответствует относительной погрешности определения МИ на уровне не более 0,1 % [2, 3]. Дальнейшее сокращение погрешности измерений не достигается ни частичной компенсацией сопротивления за счет применения аэростатических подшипников, ни принудительным увеличением добротности колебаний за счет внешних возмущений. Качественный переход на новый технологический уровень должен быть сопряжен с принципиально новым подходом к решению проблемы борьбы с трением, а именно — полным исключением диссипации энергии в ходе колебательного процесса.

Цель работы — создание метода определения осевых МИ с относительной погрешностью не более 0,1 % без использования дорогостоящих и трудоемких в изготовлении аэростатических подшипников. Метод заключается в управлении значением и направлением момента от сил трения для поддержания незатухающего автоколебательного процесса за счет конструкции применяемых опор.

Теоретическое исследование. Принципиальная конструкция опор, реализующая принцип снижения трения на основе подшипников качения, показана на рис. 1. Вес изделия с оснаст-

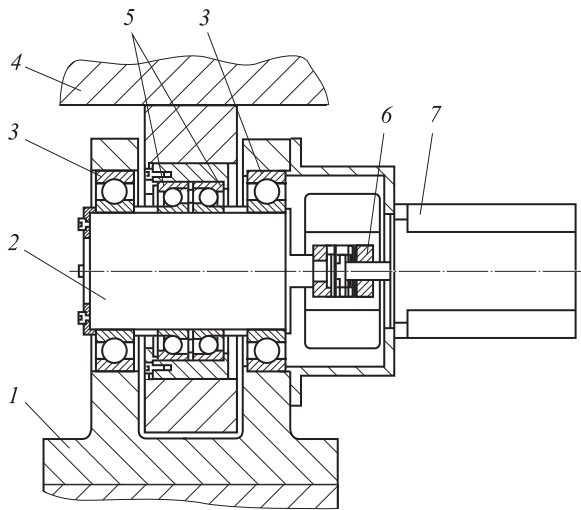


Рис. 1. Типовая конструкция опоры

кой (платформой стенда) 4 передается на неподвижное основание 1 через опорные подшипники 5, установленные на промежуточный вал 2, который закреплен в разгружающих подшипниках 3. Конструкция реализует беспрепятственное вращение внутреннего кольца опорного подшипника относительно внешнего с помощью электродвигателя 7, соединенного с промежуточным валом гибкой муфтой 6. Программное задание параметров вращения вала двигателей выполняет регулирование значения момента сил трения в опорных подшипниках.

Методы управления моментом трения на основе конструкции с «развязанными» подшипниками широко применяют в технике, например, для снижения момента сопротивления электродвигателя при пуске [4], статической балансировке роторов [5, 6], в устройствах измерения трения в опорах [7].

Конструкция опор предполагает использование различных типоразмеров подшипников и двигателей в зависимости от проектной грузо-

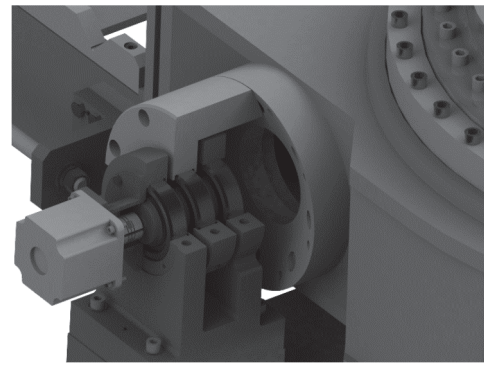


Рис. 2. Объемная модель подшипниковой опоры

подъемности разрабатываемого стенда. Объемная модель конструкции подшипниковой опоры показана на рис. 2.

Подключение двигателей к устройству управления с обратной связью по угловому положению платформы стенда позволяет управлять значением и направлением момента от сил трения в зависимости от скорости и направления вращения валов электродвигателей. В состав основных компонентов системы управления входят следующие элементы:

- исполнительный механизм — электродвигатель с драйвером, оснащенный аналоговыми входами управления;
- измерительное устройство — датчик угла поворота с аналоговым выходом;
- регулятор — программируемый контроллер, способный осуществлять сбор данных с аналоговых входов и управлять состоянием аналоговых выходов;
- цифровые устройства ввода-вывода для получения результатов измерений — счетчик периодов. Данные измерений по цифровым каналам поступают в управляющий компьютер для последующей статистической обработки и анализа.

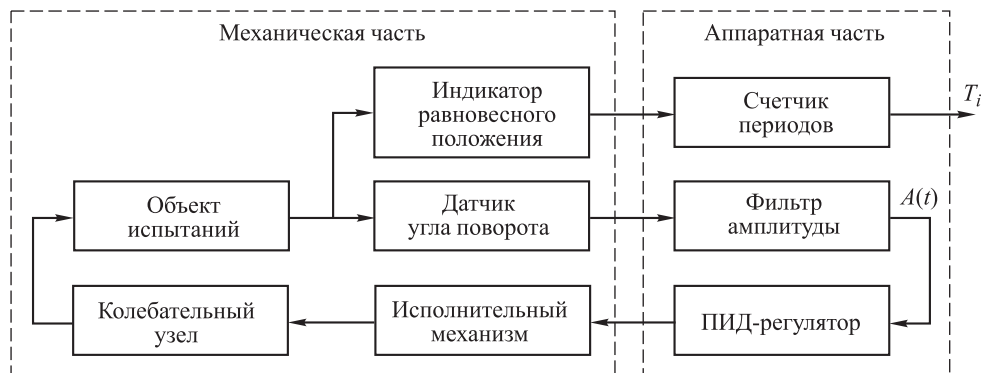


Рис. 3. Структурная схема стенда контроля МИ

Структурная схема стенда измерения МИ на основе исследуемого метода показана на рис. 3.

Исследование возможности компенсации трения в ходе колебательного процесса при измерении осевых МИ требует разработки математической модели, описывающей автоколебательную систему с автоматическим регулированием амплитуды. Целью анализа модели является выбор оптимальных параметров управления при следующих критериях:

- устойчивость выходных данных измерения (амплитуды колебаний);
- минимальный разброс значений выходных данных (периода колебаний);
- минимальное время переходного процесса (время, за которое установится колебательный процесс с постоянной по времени амплитудой);

В основе математической модели маятниковой системы лежит дифференциальное уравнение вращательного движения платформы стенда с изделием в положении равновесия (рис. 4):

$$J_{\Sigma\text{пр}}\ddot{\alpha} + (C\alpha - m_{\text{и}}gr_c \sin \alpha) = M_{\Sigma\text{тр}}, \quad (1)$$

где $J_{\Sigma\text{пр}}$ — суммарный приведенный к оси колебаний МИ системы; α — угловое отклонение центра масс изделия от положения равновесия; $\ddot{\alpha}$ — вторая частная производная α по времени; C — жесткость упругого элемента; $m_{\text{и}}$ — масса изделия; g — ускорение свободного падения; r_c — расстояние от оси колебаний до центра масс изделия; $M_{\Sigma\text{тр}}$ — суммарный момент сил трения в системе.

Суммарный приведенный МИ системы $J_{\Sigma\text{пр}}$ включает в себя: МИ изделия относительно оси,

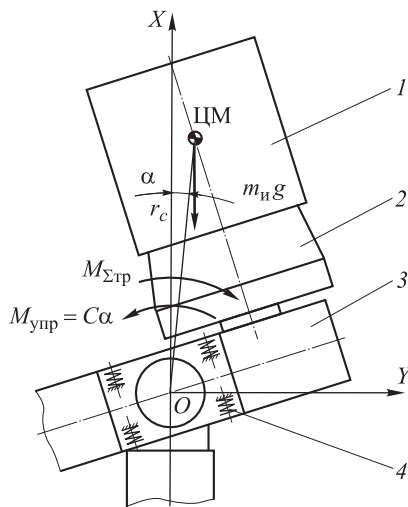


Рис. 4. Расчетная схема стенда контроля МИ:
1 — изделие; 2 — планшайба стенда; 3 — подвижная платформа стенда; 4 — колебательный узел;
ЦМ — центр масс

параллельной оси колебаний $J_{\text{и}}$; МИ платформы стенда относительно оси колебаний $J_{\text{п}}$; переносного МИ изделия $m_{\text{и}}r_c^2$:

$$J_{\Sigma\text{пр}} = J_{\text{и}} + J_{\text{п}} + m_{\text{и}}r_c^2.$$

В данной работе использована двухкомпонентная модель диссипативных сил, содержащая «сухую» и «вязкую» составляющие трения. Для систем с малой скоростью она удовлетворительно описывает сопротивление движению [8]. Момент сил вязкого трения является линейной функцией скорости системы $\dot{\alpha}$ и скорости двигателя $\dot{\alpha}_{\text{дв}}$. Общий момент сил вязкого трения в системе можно выразить в виде суммы двух компонентов: момента M_{v1} от сил, препятствующих вращению внутренних колец со скоростью вращения двигателей, и момента M_{v2} от прочих составляющих сил трения. Значения моментов M_{v1} и M_{v2} пропорциональны значениям угловых скоростей вращения двигателя и изделия относительно оси колебаний соответственно.

Момент сил сухого трения M_{μ} представляется кусочно-гладкой функцией из двух участков: покоя и движения. На участке покоя M_{μ} компенсирует суммарный момент сил относительно оси наклона, а на участке движения момент M_{μ} направлен противоположно направлению движения изделия относительно вала двигателей. Сила трения движения является постоянной величиной, пропорциональной весу подвижной системы. Коэффициент пропорциональности μ равен сумме радиусов трения выбранных опорных подшипников качения.

Выражение для суммарного момента сил трения в опорах можно записать в виде

$$M_{\Sigma\text{тр}} = M_{v1} + M_{v2} - M_{\mu} = -B_1\dot{\alpha}_{\text{дв}} - B_2\dot{\alpha} - M_{\mu},$$

где B_1, B_2 — коэффициенты вязкого трения.

Значение и направление угловой скорости движения вала электродвигателя $\dot{\alpha}_{\text{дв}}$ регулирует значение момента сил трения $M_{\Sigma\text{тр}}$. Задавая скорость вращения вала электродвигателя $\dot{\alpha}_{\text{дв}}$ пропорционально текущей скорости колебаний $\dot{\alpha}$, можно синхронизировать движение внешнего и внутренних колец подшипника. При этом разность фаз собственных колебаний и результирующей возмущающей силы составляет $\pi/2$, что является условием синтеза автоколебательной системы [9]:

$$\dot{\alpha}_{\text{дв}} = U\dot{\alpha},$$

где U — коэффициент пропорциональности.

Коэффициент U определяет значение амплитуды возмущающей силы для управления значением амплитуды колебаний измерительной системы.

Традиционное общее аналитическое решение дифференциального уравнения колебаний физического маятника с упругой связью (1), учитывающее допущения о малости угла α и отсутствии затухания, представляет собой гармонические колебания и характеризуется линейной зависимостью квадрата периода колебаний T от суммарного приведенного МИ системы $J_{\Sigma пр}$:

$$J_{\Sigma пр} = C_{пр} T^2, \quad (2)$$

где $C_{пр}$ — приведенная жесткость квазиупругой силы.

При известной жесткости $C_{пр}$ и измеренном периоде колебаний проводят оценку приведенного МИ системы.

Предлагаемый подход к улучшению традиционного метода требует заключения — подходит ли уравнение (2) для описания измерительного процесса, в ходе которого система совершает не свободные незатухающие колебания, а автоколебания. Следует отметить, что принятие гипотезы о малости угла α лишает модель возможности анализа характера зависимости периода от амплитуды колебаний. С учетом вышесказанного исследование математической модели целесообразно проводить численными методами.

Математическая модель, созданная в среде Matlab с применением графического пакета Simulink, включает в себя следующие основные компоненты.

- *Блок задания начальных параметров.* В этом блоке среди переменных для описания системы присутствуют инерционные характеристики (масса, статические моменты, МИ) оснастки и изделия, коэффициенты вязкого и сухого трения, жесткость упругого элемента и др.

- *Блок решения дифференциального уравнения.* В состав этого блока входят записанное в графических блоках Simulink дифференциальное уравнение и ветвь обратной связи. Исполнительным механизмом является электродвигатель, параметры которого определяют инерционные свойства обратной связи. Настоящая модель описывает привод на основе двигателя постоянного тока с обратной связью по положению. В качестве имитатора изделия выбран

однородный цилиндр с постоянной плотностью. Моделирование объектов с различными характеристиками достигается варьированием значений высоты и диаметра цилиндра для равномерного охвата диапазона масс от 50 до 3 000 кг.

Для реализации оптимального управления в систему был введен пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД) пороговый регулятор, осуществляющий обратную связь по значению амплитуды колебаний. Выбор интегрального K_i и дифференциального K_d коэффициентов ПИД-регулятора и порога регулирования осуществляли на основе анализа логарифмической амплитудно-частотной характеристики замкнутой системы с использованием модуля Linear Analysis Matlab Simulink.

Кроме того, в блок решения дифференциального уравнения входят цифровые фильтры амплитуды и периода колебаний. Амплитуду вычисляли по разности значений перемещения в локальном максимуме и локальном минимуме. Период определяли как время между точками прохождения положения равновесия (точки локальных максимумов и минимумов мгновенной скорости).

- *Блок индикации результатов.* Численные результаты моделирования выводятся в виде графиков с использованием блока Scope для оценки оператором. Текущие значения периодов являются выходными данными моделирования и записываются в глобальную переменную Period в рабочее пространство Matlab в виде одномерного массива в целях удобства его последующего экспорта в приложение Microsoft Excel для проведения статистической обработки. Мгновенное значение амплитуды используется в качестве основного параметра обратной связи. Сглаживание амплитуды осуществляется низкочастотным фильтром Баттерворта 8-го порядка с частотой среза 1...5 рад/с.

На основе разработанной математической модели проведен анализ зависимости периода колебаний от инерционных характеристик системы, выбраны оптимальные режимы управления автоколебательным процессом.

В ходе анализа получены массивы данных периодов установившихся колебаний T_i в зависимости от заданной амплитуды колебаний, параметров регулятора и инерционных характеристик моделей изделия. Каждый массив данных содержит выборку из $N_0 = 1\,000$ элементов.

Статистическую обработку выборок проводили в соответствии с методикой обработки прямых многократных измерений [10]. На первом шаге обработки из начальной совокупности отсеивали грубые выбросы по критерию Граббса, после чего размер совокупности становится равным N . Полученные после отсева выборки проверяли на принадлежность нормальному закону распределения по критерию Пирсона.

Математическое ожидание периода колебаний определяли по формуле

$$T = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N T_i.$$

Среднеквадратическое отклонение среднего значения периода колебаний

$$S(T) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (T_i - \bar{T})^2}{N(N-1)}}.$$

Случайная погрешность периода колебаний

$$\varepsilon(T) = t_{\text{ст}} S(T),$$

где $t_{\text{ст}}$ — коэффициент Стьюдента при доверительной вероятности $p = 0,95$ и размере выборки N .

В результате математического моделирования были выбраны оптимальные коэффициенты ПИД-регулятора для измерительного процесса с различными амплитудами колебаний (см. таблицу). Показано существование зависимости периода от амплитуды колебаний, что означает необходимость контроля амплитуды в ходе измерительного процесса.

Оптимальная амплитуда выбрана из условия минимизации погрешности измерений периодов колебаний при объективно невысоком времени перехода к установившимся колебаниям. Кроме того, показано, что зависимость приведенного МИ системы от периода колебаний носит квадратичный характер (рис. 5).

Результаты теоретического исследования

A_n , град	T , с	$\varepsilon(T)$, с	Оптимальные параметры ПИД-регулятора			t_p , с
			K_i	K_d	A_p , град	
0,3	0,5012892	$3,38 \cdot 10^{-7}$	0,09	0,0010	0,05	30
0,4	0,5012884	$2,68 \cdot 10^{-7}$	0,10	0,0010	0,05	35
0,5	0,5012879	$2,06 \cdot 10^{-7}$	0,12	0,0011	0,05	40
0,6	0,5012874	$1,91 \cdot 10^{-7}$	0,13	0,0011	0,05	50
0,7	0,5012871	$1,76 \cdot 10^{-7}$	0,15	0,0011	0,05	55
0,8	0,5012868	$1,45 \cdot 10^{-7}$	0,17	0,0011	0,05	60
0,9	0,5012865	$1,27 \cdot 10^{-7}$	0,18	0,0011	0,05	70
1,0	0,5012863	$1,25 \cdot 10^{-7}$	0,19	0,0012	0,05	80
1,1	0,5012860	$1,12 \cdot 10^{-7}$	0,20	0,0012	0,05	85
1,2	0,5012858	$1,11 \cdot 10^{-7}$	0,21	0,0012	0,05	90
1,3	0,5012857	$1,03 \cdot 10^{-7}$	0,22	0,0012	0,05	95
1,4	0,5012855	$1,01 \cdot 10^{-7}$	0,23	0,0012	0,05	110
1,5	0,5012853	$9,88 \cdot 10^{-8}$	0,24	0,0012	0,05	120
1,6	0,5012852	$8,57 \cdot 10^{-8}$	0,08	0,0012	0,10	140
1,7	0,5012851	$6,86 \cdot 10^{-8}$	0,07	0,0013	0,11	180
1,8	0,5012849	$5,68 \cdot 10^{-8}$	0,06	0,0013	0,12	240
1,9	0,5012848	$5,28 \cdot 10^{-8}$	0,04	0,0013	0,13	280
2,0	0,5012847	$4,92 \cdot 10^{-8}$	0,03	0,0013	0,15	330
2,2	0,5012845	$4,63 \cdot 10^{-8}$	0,02	0,0013	0,11	420
2,5	0,5012844	$3,79 \cdot 10^{-8}$	0,02	0,0013	0,10	540

Примечания. A_n — номинальная амплитуда колебаний; A_p — порог регулирования; t_p — время переходного процесса.

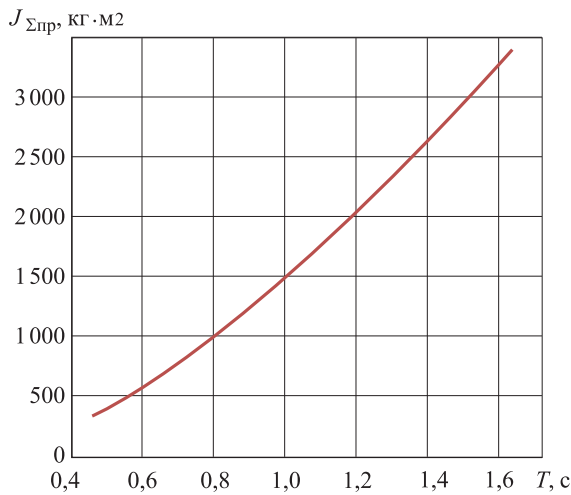


Рис. 5. Теоретическая зависимость суммарного приведенного МИ $J_{\Sigma пр}$ от периода колебаний T

Физический эксперимент. Экспериментальное подтверждение адекватности разработанных математических моделей получено на макетной установке стенда контроля координат центра масс и моментов инерции «АМИК» (рис. 6). Его схема, как и схемы других стендов нового поколения, разрабатываемых ФГУП «НПО «Техномаш», подробно описана в работе [11]. Диапазон масс контролируемых изделий на установке — до 100 кг.

Макет стенда «АМИК» оснащен преобразователем угловых перемещений ЛИР-1170А, способным выводить показания в аналоговом виде. Период колебаний измеряли с помощью частотомера Nameg НМ 8123 по сигналу с бесконтактного светового барьера, срабатывающего при прохождении положения равновесия.

В качестве базового элемента для реализации управления использовали программируемую плату Arduino Mega. Исполнительными механизмами системы являлись шаговые двигатели с разрешающей способностью $1,8^\circ$ и дроблением шага 1:24. Управление двигателями осуществлялось драйверами с интерфейсом STEP/DIR.

Основной цикл алгоритма состоял в расчете необходимой величины и контроле текущего значения времени между шагами двигателя. После превышения заданного периода следования шагов двигателя на аналоговом выходе контроллера, который подключен к драйверу шаговых двигателей, кратковременно устанавливалось высокое напряжение, что являлось

командой для поворота вала двигателя на один шаг; таймер «сбрасывался» на нулевое значение.

Основной цикл являлся безусловным, выход из него происходил по прерыванию на входе контроллера, соединенного с выходом преобразователя угловых перемещений. Работа цикла возобновлялась после обновления состояния переменной текущего угла поворота.

Управление временем шага двигателя осуществлялось посредством цифрового ПИД-регулятора на основе рассчитанных значений периода и амплитуды колебаний. Алгоритм предполагает обновление параметров колебаний после каждого последующего прохождения положения равновесия и корректировки их значений посредством оконного сглаживающего фильтра.

Проведенные эксперименты подтвердили работоспособность предлагаемого метода определения МИ на базе автоколебательной систе-

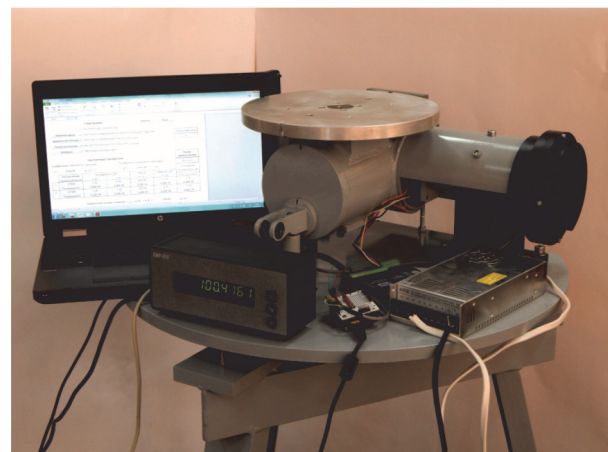


Рис. 6. Макетная установка стенда «АМИК»

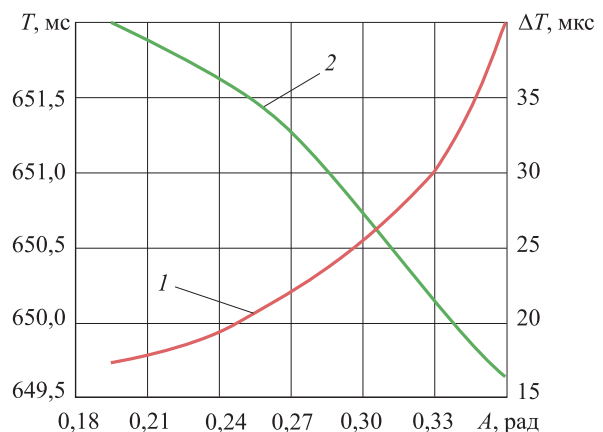


Рис. 7. Эмпирические зависимости математического ожидания T (1) и случайной погрешности $\epsilon(T)$ периода (2) от амплитуды колебаний A

мы. При этом показано существование зависимости математического ожидания и случайной погрешности периода от амплитуды колебаний (рис. 7). Характер эмпирических зависимостей хорошо согласуется с теоретическими, что свидетельствует об адекватности разработанной математической модели измерительного процесса.

Полученные экспериментальные значения случайных погрешностей периодов колебаний не превышают 20 мкс при наибольшей возможной амплитуде колебаний, что соответствует требуемому уровню точности определения осевых МИ с заданной относительной погрешностью.

Выводы

1. Предложен и реализован новый подход к определению МИ космических аппаратов на основе анализа автоколебательной системы. Теоретическое исследование метода измерения МИ на базе автоколебательной системы позволило обосновать выбор основных параметров регулирования автоколебаний в целях минимизации погрешности измерений изделий в широком диапазоне масс: от 50 до 3 000 кг.

2. Возможность практического применения нового подхода подтверждена результатами экспериментов на макетной установке стенда с максимальной грузоподъемностью до 100 кг.

Литература

- [1] Гернет М.М., Ратобильский В.Ф. *Определение моментов инерции*. Москва, Машиностроение, 1969. 247 с.
- [2] *Combined center of gravity and moment of inertia measurement — Space Electronics* (2002). URL: <http://www.space-electronics.com/Products/KSR> (дата обращения 29 апреля 2016).
- [3] Медарь А.В., Котов А.Н., Кочкин Е.В. Определение массоинерционных характеристик конструкций космических летательных аппаратов. *Технология машиностроения*, 2011, № 3, с. 45–47.
- [4] Куценко Б.Н., Селяков А.В., Старкова Л.Е. *Способ снижения момента сопротивления электродвигателя при пуске в условиях низких температур*. Пат. 2327277 РФ, 2008, бюл. № 17. 5 с.
- [5] Бровков И.Е. *Устройство для статической балансировки*. А.с. 1497478 СССР, МПК G01M1/12, опубл. 30.07.1989, бюл № 28. 2 с.
- [6] Буханченко С.Е., Ларионов С.А., Пушкаренко А.Б. *Автоматизированный комплекс для испытаний трибосопряжений на трение и износ в статическом и динамическом режимах*. Пат. 2165077 РФ, 2001, бюл № 10. 3 с.
- [7] Harris T.A., Kotzalas M.N. *Advanced Concepts of Bearing Technology, Rolling Bearing Analysis*. CRC Press, 2007. 366 p.
- [8] Stachowiak W.G. *Engineering Tribology*. Bttenham-Heinemann, 2005. 766 p.
- [9] Андронов А.А., Витт А.А., Хайкин С.Э. *Теория колебаний*. Москва, Наука, 1981. 560 с.
- [10] ГОСТ Р 8.736–2011. *Измерения прямые многократные. Методы обработки результатов измерений. Основные положения*. Москва, Стандартинформ, 2013. 40 с.
- [11] Матвеев Е.В., Виденкин Н.А., Кочкин Е.В. Новые автоматизированные стенды для контроля инерционных характеристик космических аппаратов. *Наука и технологии. Матер. XXXII Всерос. конф. по проблемам науки и технологий*, Миасс, МСНТ, 2012. 205 с.

References

- [1] Gernet M.M., Ratobyl'skii V.F. *Opređenje momentov inertsi* [Defining moments of inertia]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1969. 247 p.
- [2] *Combined center of gravity and moment of inertia measurement — Space Electronics*. Available at: <http://www.space-electronics.com/Products/KSR> (accessed 29 April 2016).
- [3] Medar' A.V., Kotov A.N., Kochkin E.V. *Opređenje massoinertsionnykh kharakteristik konstruksii kosmicheskikh letatel'nykh apparatov* [Determination of space craft mass-inertial behaviour]. *Tekhnologiya mashinostroeniia* [Tekhnologiya Mashinostroeniya]. 2011, no. 3, pp. 45–47.

- [4] Kutsenko B.N., Seliakov A.V., Starkova L.E. *Sposob snizheniia momenta soprotivleniia elektrodvigatelia pri puske v usloviakh nizkikh temperature* [A method of reducing resistance of the motor at start-up at low temperatures]. Patent RF no. 2327277, 2008. 5 p.
- [5] Brovko I.E. *Ustroistvo dlia staticheskoi balansirovki* [Device for static balancing]. Avtorskoe svidetel'stvo no. 1497478 SSSR, 1989. 2 p.
- [6] Bukhanchenko S.E., Larionov S.A., Pushkarenko A.B. *Avtomatizirovannyi kompleks dlia ispytanii tribosopriazhenii na trenie i iznos v staticheskom i dinamicheskom rezhimakh* [Automated complex for tribosopriazhenij tests on friction and wear in static and dynamic modes]. Patent RF no. 2165077, 2001. 3 p.
- [7] Harris T.A., Kotzalas M.N. *Advanced Concepts of Bearing Technology, Rolling Bearing Analysis*. CRC Press, 2007. 366 p.
- [8] Stachowiak W.G. *Engineering Tribology*. Butterworth-Heinemann, 2005. 766 p.
- [9] Andronov A.A., Vitt A.A., Khaikin S.E. *Teoriia kolebanii* [Theory of oscillations]. Moscow, Nauka publ., 1981. 560 p.
- [10] GOST R 8.736–2011. *Izmereniia priamyie mnogokratnye. Metody obrabotki rezul'tatov izmerenii. Osnovnye polozeniia* [State system for ensuring the uniformity of measurements. Multiple direct measurements. Methods of measurement results processing. Main principles]. Moscow, Standartinform publ., 2013. 40 p.
- [11] Matveev E.V., Videnkin N.A., Kochkin E.V. *Novye avtomatizirovannye stendy dlia kontrolya inertsiionnykh kharakteristik kosmicheskikh apparatov* [New automated stands for control inertial characteristics of the spacecraft. Science and technology]. *Nauka i tekhnologii. Materialy 32 Vserossiiskoi konferentsii po problemam nauki i tekhnologii* [Materials 32 Russian National Conference on Science and Technology]. Miass, MSNT publ., 2012. 205 p.

Статья поступила в редакцию 11.05.2016

Информация об авторах

РЕЗНИК Сергей Васильевич (Москва) — зав. кафедрой «Ракетно-космические композитные конструкции». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: sreznik@bmstu.ru).

ВИДЕНКИН Николай Андреевич (Москва) — аспирант кафедры «Ракетно-космические композитные конструкции». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: niknediv@gmail.com).

Information about the authors

REZNIK Sergey Vasilievich (Moscow) — Head of Department, Space-Rocket Composite Design. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: sreznik@bmstu.ru).

VIDENKIN Nikolay Andreevich (Moscow) — Postgraduate, Space-Rocket Composite Design Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: niknediv@gmail.com).