

УДК 629.78:531

Универсальный метод определения параметров тензора инерции космических летательных аппаратов

Виденкин Н.А.

*Научно-производственное объединение «Техномаш»,
3-й проезд Марьиной Рощи, 40, Москва, 127018, Россия
e-mail: niknediv@gmail.com*

Аннотация

В статье рассматриваются вопросы определения инерционных характеристик космических летательных аппаратов. Целью работы является разработка универсального метода определения параметров тензора инерции изделий в связанной системе координат на базе существующих стендов статической балансировки. Проведен выбор базового метода для определения параметров центрального эллипсоида инерции летательного аппарата на основе анализа применяемых на практике способов. Описана оптимизация процесса измерения параметров тензора инерции для объектов с различными соотношениями инерционных характеристик в пределах допустимых нагрузок на стенды.

Ключевые слова: момент инерции, тензор инерции, балансировка, стенд, космический летательный аппарат, испытания, автоматизация.

Введение

В наши дни ракетно-космическая отрасль испытывает острую потребность в надежном контрольно-испытательном оборудовании, обладающем не только вы-

сокой точностью, но и способном осуществлять работу в автоматизированном режиме. Примером такого оборудования являются стенды автоматизированного контроля инерционных характеристик [5].

Помимо точного определения статических инерционных характеристик – массы и координат центра масс (КЦМ) – увеличить ресурс работы космического летательного аппарата (КЛА) возможно при нахождении его динамических инерционных характеристик, что особенно важно для межпланетных КЛА и дальних космических станций. Совмещение функций статической и динамической балансировки в одном устройстве позволяет исключить погрешность базирования, повысив, таким образом, точность измерений. А это значит, что появляется необходимость дополнить существующую конструкцию автоматизированных стендов статической балансировки функциями измерения главных центральных моментов инерции (МИ) изделия и направления его главных центральных осей инерции - параметров тензора инерции (ТИ).

Анализ существующих методов балансировки

В практике экспериментального определения МИ наибольшее распространение получили методы, основанные на колебаниях. Есть также способы определения МИ, основанные на принципах динамической балансировки. Но, так как в составе КЛА присутствуют нежесткие элементы, такие как солнечные панели, стабилизаторы, то при динамической балансировке возникает деформация данных элементов в результате влияния центробежных и аэродинамических сил, что способно критически увеличить погрешность измерений. Из этого следует, что использование методов определения МИ, основанных на колебаниях, наиболее целесообразно для кон-

троля инерционных характеристик КЛА.

Суть таких методов заключается в расчёте МИ по измеряемой величине периода гармонических незатухающих колебаний. На практике широкое применение получили методы физического маятника (качания на жестком и на полифилярном подвесе), а также метод унифиляра [4]. Существенным недостатком полифилярного подвеса является возникновение колебаний в нескольких плоскостях из-за малой жесткости тросов-полифиляров, что ограничивает точность данного метода. Метод физического маятника на жестком подвесе также является недостаточно точным по причине крупных габаритов оснастки, требуемой для реализации метода, и как следствие - большой присоединенной массы. Метод унифиляра используется в большинстве образцов балансировочной техники для КЛА. Колебания происходят под действием упругих сил, возникающих вследствие деформации упругого элемента – унифиляра, жесткость которого определена заранее. В качестве унифиляра на практике используются пружинные конструкции, упругие стержни (торсионы).

Разработки в направлении создания комбинированных стендов определения инерционных характеристик ведутся во многих странах. Автоматизированные стенды нового поколения используются в современных лабораториях по всему миру: технологическом центре европейского космического агентства ESTEC в Голландии, Космическом Центре Кеннеди во Флориде (США) и др.

Стенды американской компании «Space Electronics» осуществляют измерение КЦМ (две координаты в горизонтальной плоскости) и одного осевого МИ изделий (рисунок 1) [1]. Точность определения КЦМ в пределах $\pm 0,1\%$ от измеренного статического момента, МИ – $\pm 0,1\%$ от измеренного значения. Основными недостатка-

ми данного стенда являются дороговизна за счёт применения технически сложных конструкторских решений (керамические тензодатчики, аэростатический подшипник), а также использование специальной оснастки в виде L-образного адаптера для измерения всех параметров центрального эллипсоида инерции и третьей координаты центра масс.

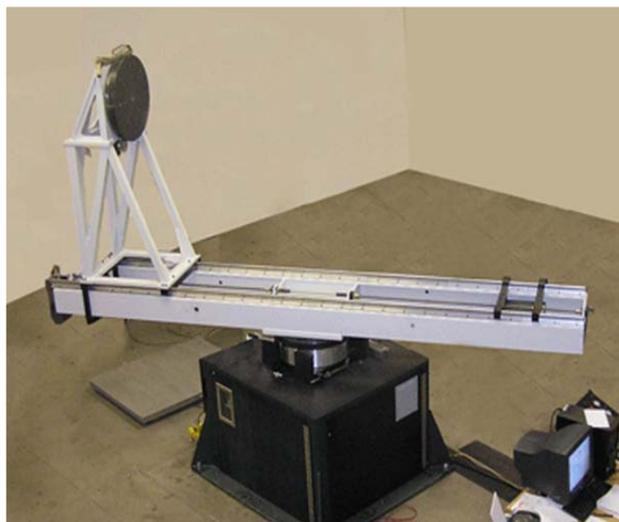


Рисунок 1 - Стенд определения KSR КЦМ и МИ, «Space Electronics», США

Швейцарская компания «ARCO Technologies» также разработала стенд определения инерционных характеристик изделий (рисунок 2) [2]. На данном стенде автоматизированы операции определения КЦМ и ТИ для изделий массой от 5 до 5000 кг. Точность определения КЦМ – от $\pm 0,1$ мм до $\pm 3,0$ мм на верхней границе диапазона масс, МИ – $\pm 0,1\%$ от измеренного значения.

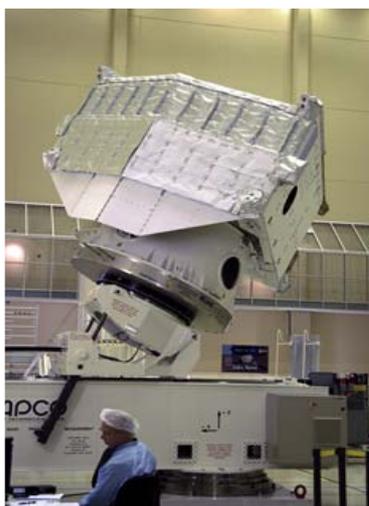


Рисунок 2 - Комбинированный стенд M80 МРМА для измерения КЦМ и МИ изделий с массой до 5 т, «APCO Technologies», Швейцария

На рисунке 3 показан автоматизированный стенд определения массово-инерционных характеристик движущихся объектов, разработанный на предприятии ФГУП «ЦАГИ» в 2010 г. Стенд позволяет в автоматическом режиме определять массу, 3 координаты центра масс и 3 осевых момента инерции изделия [7]. Точность определения массы – $\pm 0,1\%$, КЦМ – $\pm 3,0$ мм, МИ – $\pm 1,0\%$, что на порядок ниже по сравнению с зарубежными аналогами. Кроме того, стенд не позволяет определять все компоненты ТИ без применения специальной оснастки.



Рисунок 3 - Стенд определения массово-инерционных характеристик движущихся объектов АСЦ, ФГУП «ЦАГИ», Россия

Анализ существующих в данный момент стендов контроля инерционных ха-

рактических свидетельствует о тенденции к созданию единого комплексного оборудования, совмещающего в себе функции определения всех инерционных характеристик различными методами, базирующимися на различных физических принципах.

Резюмируем недостатки существующих конструкций стенов:

1. Для расчета всех компонентов ТИ необходимо провести расчёт МИ изделия относительно шести центральных осей, что невозможно сделать без использования дополнительной оснастки на большинстве стенов.
2. Использование сложных технических элементов существенно увеличивает стоимость стенов и усложняет систему управления.
3. Многие модели обладают недостаточным уровнем точности или узким диапазоном измеряемых значений МИ.

Описание универсального метода

На ФГУП «НПО «Техномаш» разработаны автоматизированные стенов контроля КЦМ и массы КЛА, базирующиеся на методе статического уравновешивания. Принципиальная схема стенов АСКМ, основанного на данном методе, приведена на рисунке 4.

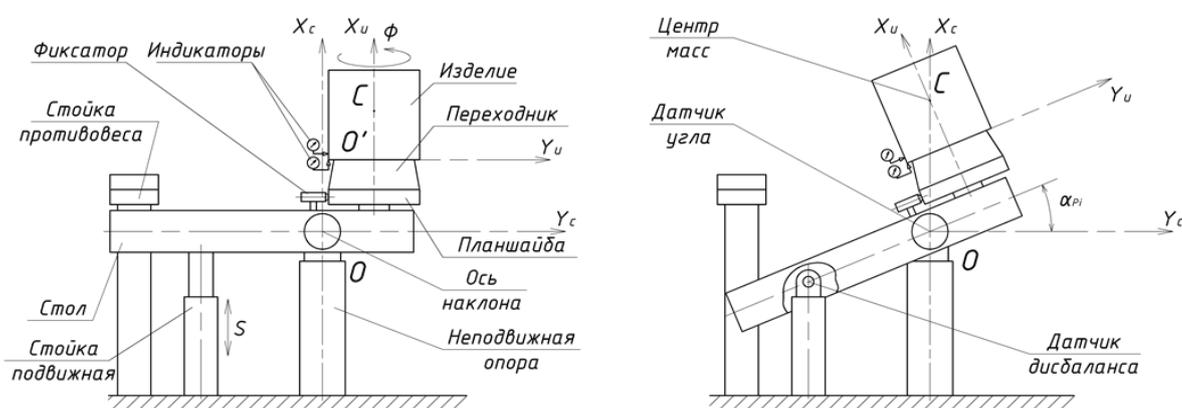


Рисунок 4 - Принципиальная схема стенов контроля КЦМ

Определение КЦМ изделия на стенде производится методом принудительного уравнивания подвижной части стенда (стола) путём её наклона относительно неподвижной оси наклона (рисунок 4). Наклон осуществляется подвижной стойкой, в которую установлен датчик силы, служащий детектором положения равновесия. Уравнивание производится при четырех различных положениях изделия на платформе, которые достигаются её поворотом в четыре фиксированные позиции. Стол стенда заранее сбалансирован относительно оси наклона.

Существенным преимуществом такой конструкции является лёгкость автоматизации: управление подвижной стойкой по сигналу с датчика силы, автоматизированный поворот стола, а также независимый от времени опроса электронного датчика угла, установленного на оси наклона [5].

Оснащение конструкции стенда статической балансировки АСКМ узлом, позволяющим системе совершать колебания вблизи положения равновесия, дополняет стенд функцией измерения осевых МИ. В качестве оси колебаний выбрана ось наклона стенда, поскольку свобода вращения вокруг нее не ограничена. Схема конструкции колебательного узла на основе пружин растяжения-сжатия приведена на рисунке 5.

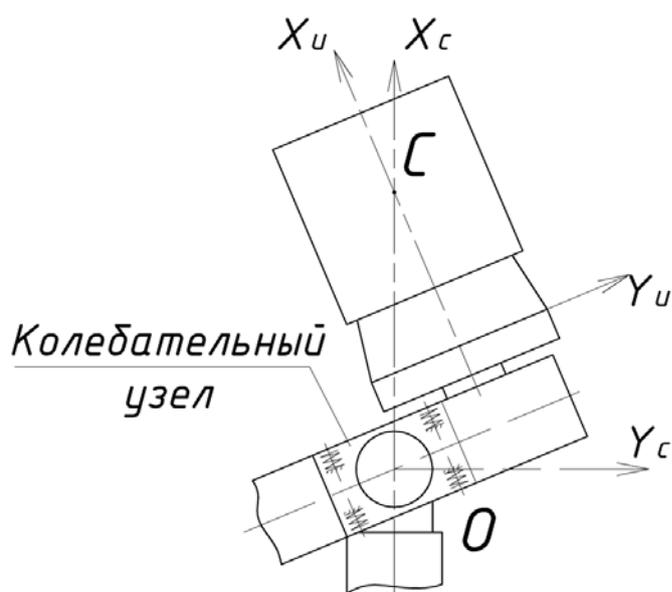


Рисунок 5 - Схема колебательного узла

Колебательный узел состоит из четырех пружин растяжения-сжатия, закрепленных одним концом на неподвижном основании, а вторым – на фланце поперечной оси наклона стола станда. Пружины имеют предварительный натяг, что обеспечивает позиционирование оси колебаний относительно оси наклона стола. Поскольку при измерении КЦМ изделия ничто не должно препятствовать наклону стола, то конструкция станда усовершенствована устройством принудительной фиксации пружин, которое позволяет автоматически закрепить колебательный узел вблизи положения равновесия для измерения осевых МИ.

Для расчета всех параметров ТИ в конструкцию вводится устройство позиционирования изделия в пространстве относительно оси колебаний путем его углового смещения, как показано на рисунке 6. Данная схема позволяет производить расчет шести величин осевых МИ для расчета параметров ТИ [6].

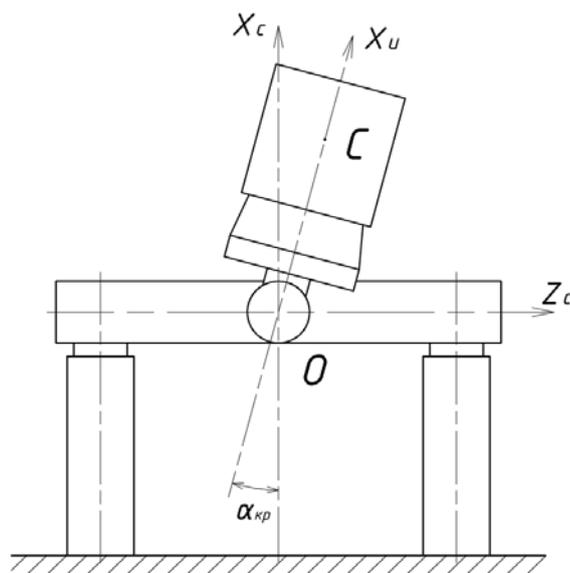


Рисунок 6 - Схема углового смещения изделия

Отметим, что данный метод определения МИ является комбинированным, то есть в нем присутствуют черты методов физического маятника и унифиляра. Таким образом, помимо жесткости пружин на период колебаний существенное влияние будут оказывать масса и вертикальная координата центра масс изделия. Назовем это методом обращенного физического маятника с упругой связью.

Отметим также, что величина суммарной крутильной жесткости узла, помимо жесткости пружин, включает в себя жесткость устройства фиксации и стола. Исходя из данных соображений, точное теоретическое определение суммарной жесткости системы не представляется возможным. Таким образом, на этапе аттестации стенда необходимо производить экспериментальный расчёт жесткости колебательного узла – калибровку. Калибровка жесткости должна производиться с помощью эталона МИ объекта, осевой МИ которого известен с точностью, превышающей точность работы стенда.

В процессе колебаний на стол стенда действуют диссипативные силы, вызывающие затухание колебательного процесса. К таким силам относятся силы трения

скольжения и качения в подшипниках, силы трения в материале пружин, силы трения о воздух. Стенды фирм «Space Electronics», «Schenck», «APCO Technologies», а также стенды ФГУП «НПО «Техномаш» прошлых поколений оснащены аэростатическими платформами. Задача аэростатического подвеса – снизить силу трения в узле колебаний, уменьшив тем самым ее влияние на динамику колебательного процесса. Заметим, что в общем случае для колебаний характерна зависимость периода от амплитуды. При использовании аэростатических подвесов удастся существенно снизить силу трения, но полностью исключить ее влияние на колебательный процесс невозможно. Теоретически амплитуда колебаний уменьшается с малой скоростью, что позволяет произвести измерение периода колебаний в пределах заданной амплитуды, но на практике после непродолжительной серии колебаний амплитуда снижается до критических значений, что не позволяет произвести набор достаточного количества информации для статистической обработки, что, в свою очередь, снижает точность стенда.

Анализ и решение задачи снижения силы трения

Для того чтобы колебания производились на заданной амплитуде A_H длительное время, необходимо введение в систему регулятора, возбуждающего автоколебания [4].

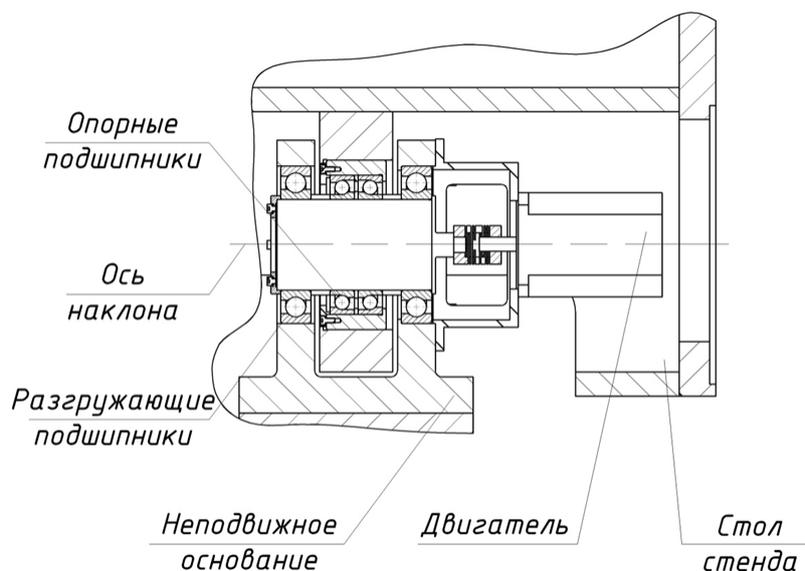


Рисунок 7 - Подшипниковый узел

Исполнительным механизмом для выполнения этой задачи являются двигатели «управления трением», установленные в подшипниковых узлах станда (рисунок 7), и позволяющие вращать внутренние кольца опорных подшипников. Программное задание параметров вращения вала двигателей выполняет функцию регулятора величины момента сил трения в опорных подшипниках. Разгружающие подшипники обеспечивают беспрепятственное вращение вала двигателя.

Запишем дифференциальное уравнение вращательного движения стола станда с изделием в положении равновесия.

$$\left(J_u + J_c + m_u r_c^2 \right) \cdot \ddot{\alpha} + \left(k \cdot \alpha - m_u g r_c \cdot \sin \alpha \right) = M_{\Sigma mp}, \quad (1)$$

где:

J_u – центральный МИ изделия относительно оси параллельной оси колебаний;

J_c – МИ станда относительно оси колебаний;

r_c – расстояние от оси колебаний до ЦМ изделия;

α – угловое отклонение ЦМ изделия от положения равновесия;

k – жесткость пружины;

m_u – масса изделия;

g – ускорение свободного падения;

$M_{тр}$ – суммарный момент сил трения в системе.

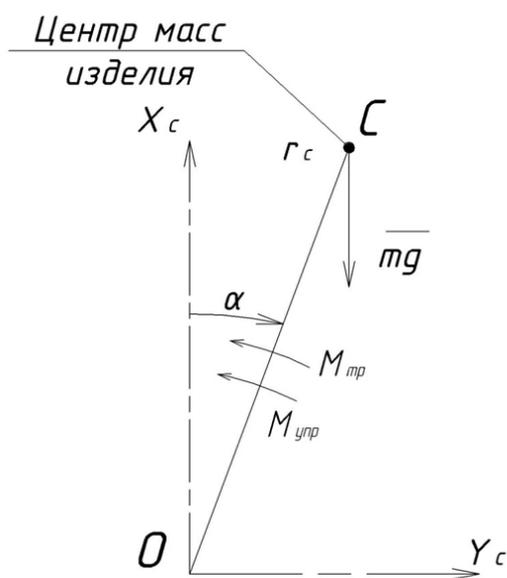


Рисунок 8 - Расчётная схема стенда при измерении МИ

Решение данного дифференциального уравнения хорошо изучено теоретически и исследовано на практике, и представляет собой колебания, близкие к гармоническим [1]. Вывод приближенного аналитического решения требует ряда допущений.

Во-первых, считаем амплитуду колебаний малой величиной и $\sin \alpha \approx \alpha$. В действительности различие величин α и $\sin \alpha$ выражается в описанной выше зависимости периода колебаний от амплитуды, что может внести погрешность в измерения. Поэтому величина амплитуды колебаний в ходе измерений должна быть равна амплитуде колебаний при калибровке стенда.

Во-вторых, за модель диссипативных сил примем модель «вязкого» трения. Для систем с малой скоростью она удовлетворительно описывает сопротивление движению [4]. В данной модели момент сил трения является линейной функцией скорости системы $\dot{\alpha}$ и скорости двигателя $\dot{\alpha}_{дв}$.

Общий момент сил трения в системе представляется, как сумма двух компонентов: момента от сил, препятствующих вращению внутренних колец со скоростью вращения двигателей, и момента от прочих составляющих сил трения.

$$M_{mp} = M_{mp1} + M_{mp2} = -B_1 \cdot \dot{\alpha} - B_2 \cdot \dot{\alpha}_{дв}, \quad (2)$$

где B_1, B_2 – коэффициенты вязкого трения. Заданные величина и направление $\dot{\alpha}_{дв}$ позволяют управлять величиной M_{mp} .

Введем обозначение $U = \frac{|\dot{\alpha}_{дв}|}{|\dot{\alpha}|}$ – отношение скорости двигателя к скорости системы. На практике коррекцией величины U осуществляется отрицательная обратная связь по величине амплитуды колебаний.

С учётом введенных обозначений приведем (1) к каноническому виду:

$$\ddot{\alpha} + 2 \cdot \beta(U) \cdot \dot{\alpha} + \omega_0^2 \cdot \alpha = 0, \quad (3)$$

где:

$\beta(U)$ – комплексный коэффициент затухания;

ω_0 – собственная частота системы.

Комплексный коэффициент затухания при движении двигателя сонаправленно с системой представлен в виде:

$$\beta(U) = C_1 - C_2 \cdot U \quad (4)$$

Отметим, что величины параметров C_1, C_2 комплексного коэффициента затухания зависят от ряда параметров:

- силы трения в подшипниках (сила трения зависит от нагрузки на подшипники, что, в свою очередь, определяется весом изделия);
- инерционных характеристик системы (для различных изделий МИ относительно выбранной оси колебаний также различны);
- параметров среды (температура, атмосферное давление влияют на величины силы трения системы о воздух и силы трения в материале пружин).

Таким образом, величина комплексного коэффициента затухания зависит от параметров конкретного объекта испытаний, поэтому система управления колебательным процессом должна обладать свойством автоматической настройки параметров управления в зависимости от коэффициентов C_1, C_2 .

Запишем решение дифференциального уравнения (3) для случая $\beta(U) < \omega_0$:

$$\alpha = A(U) \cdot \cos(\omega t + \varphi), \quad (5)$$

где $\omega = \sqrt{\omega_0^2 - \beta^2(U)}$ – частота колебаний,

$A(U)$ – обобщенная амплитуда колебаний;

φ – фаза колебаний.

Применим к дифференциальному уравнению (3) преобразование Лапласа с учетом начальных условий $\alpha(0) = 0, \dot{\alpha}(0) = \alpha'$:

$$(s^2 + 2s \cdot \beta(U) + \omega_0) \cdot X = \alpha'. \quad (6)$$

На рисунке 9 изображена структурная схема системы управления колебатель-

ным процессом. Заметим, что величина A_H – требуемая величина амплитуды колебаний. Обратная связь осуществляется по величине амплитуды колебаний. Величины K_p, T_d, T_i – коэффициенты пропорционально-интегрально-дифференциального (ПИД) регулятора.

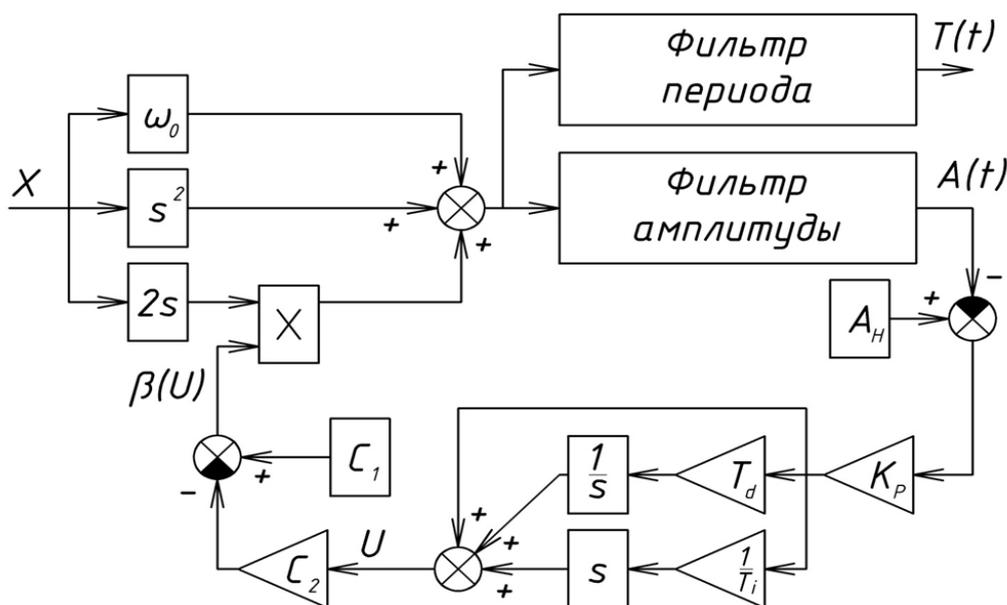


Рисунок 9 - Структурная схема системы управления колебательным процессом

Заключение

Предложенная конструктивная схема, реализующая совмещение различных физических принципов измерений в единой конструкции, дополненная системой управления колебательным процессом, позволяет обеспечить создание универсальных стендов контроля инерционных характеристик. Измерение массы, КЦМ и всех параметров ТИ на едином оборудовании исключает погрешность от перебазирования, а выполнение технологического процесса в автоматическом режиме позволяет сократить длительность всего измерительного цикла.

Библиографический список

1. Combined center of gravity and moment of inertia measurement – Space Electronics. URL: <http://www.space-electronics.com/Products/KSR> (дата обращения 12.09.2014).
2. Mechanical Testing – Mass Property Facilities. URL: <http://www.european-test-services.net/services-mechanical-Mass-Property.html> (дата обращения 12.09.2014).
3. Андронов А.А., Витт А.А., Хайкин С.Э. Теория колебаний. – М.: Наука, 1981. - 560 с.
4. Гернет М.М., Ратобыльский В.Ф. Определение моментов инерции. – М.: Машиностроение, 1969. – 250 с.
5. Матвеев Е.В., Кочкин Е.В., Виденкин Н.А. Новые автоматизированные стенды для контроля инерционных характеристик космических аппаратов // Материалы XXXII Всероссийской конференции по проблемам науки и технологий. Миасс, 2012. С. 205.
6. Матвеев Е.В., Кочкин Е.В., Виденкин Н.А. Оптимизация технологических схем позиционирования при определении эллипсоидов инерции космических аппаратов // Материалы IX Всероссийской конференции «Наука и технология», Москва, 2012. С. 53-64.
7. Стенд для измерения массы, координат центра масс и моментов инерции изделия. Патент РФ № 2506551 / ФГУП "ЦАГИ" / Богданов В.В., Паченко И.Н., Някк В.И. и др. Заявка № 2012119476/28 от 14.05.2012. Бюл. № 4, 10.02.2014. С.1-21.