

УДК 621.01: 531.38

# Методы определения параметров функциональных характеристик механизмов

А.К. Алешин<sup>1</sup>, И.М. Кондратьев<sup>1,2</sup>, Г.В. Рашоян<sup>1</sup>,  
Г.С. Филиппов<sup>1</sup>, К.А. Шалюхин<sup>1</sup>

<sup>1</sup> ФГБУН Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук

<sup>2</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана

## Methods for determining parameters of the mechanism functional characteristics

A.K. Aleshin<sup>1</sup>, I.M. Kondrat'ev<sup>1,2</sup>, G.V. Rashoyan<sup>1</sup>,  
G.S. Filippov<sup>1</sup>, K.A. Shalyukhin<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences

<sup>2</sup> Bauman Moscow State Technical University

Использование переналаживаемого оборудования — одно из актуальных направлений развития станкостроения на ближайшую перспективу. Переналадка механизмов с одного технологического процесса на другой связана с установкой новых обрабатываемых деталей и приспособлений, вследствие чего меняются инертные массы подвижных частей механизма, динамические нагрузки на его звенья и быстродействие. Зная фактические инерционные характеристики (массы, координаты центра масс, осевые и центробежные моменты инерции деталей), можно рассчитать рациональный закон движения механизма, обеспечивающий требуемое технологическим процессом быстродействие при допустимых динамических нагрузках. В процессе переналадки также можно оценить техническое состояние механизма, измеряя комплекс диагностических параметров — перемещений, скоростей, ускорений, сил и моментов, действующих на механизм со стороны двигателя. Предложен экспериментально-теоретический метод определения диагностических параметров и инерционных характеристик механизмов циклового действия. Для определения инерционных характеристик механизмов разработан стенд, позволяющий проводить оперативные измерения в цеховых условиях.

**EDN:** RRIAWD, <https://elibrary/rriawd>

**Ключевые слова:** переналаживаемое оборудование, инерционные характеристики, диагностические параметры, техническое состояние, технологический процесс, метод пробных грузов

The use of reconfigurable equipment is one of the current trends in developing the machine tool industry in the near future. Mechanism reconfiguration from one technological process to another is associated with introduction of new machined parts and devices. Therefore, inert masses of the mechanism moving parts, dynamic loads on its links and operation speed are changing. Knowing actual values of the inertial characteristics (mass, center of mass coordinates, axial and centrifugal moments of inertia of parts), it becomes possible to calculate the mechanism rational law of motion ensuring speed required by the technological process under the permissible dynamic loads on the mechanism. During the reconfiguration process, it is also possible to assess the mechanism technical condition by measuring a set of diagnostic parameters: displacement, speed, acceleration, forces and moments acting on the mechanism from the engine. To solve these problems, an experimental and theoretic-

cal method was developed to determine diagnostic parameters and inertial characteristics of the cyclic action mechanisms. A specially designed bench was used to determine the mechanism inertial characteristics making it possible to perform operational measurements in the workshop conditions.

EDN: RRIAWD, <https://elibrary/rriawd>

**Keywords:** reconfigurable equipment, inertial characteristics, diagnostic parameters, technical condition, technological process, test load method

Постоянные изменения требований мирового рынка к машиностроительной продукции вынуждают предприятия выпускать широкую номенклатуру изделий, что сказывается на повышении доли серийного и мелкосерийного производства в общем объеме выпуска продукции машиностроения. В 1970 г. на мелкосерийное и серийное производство приходилось более 60 % продукции советского машиностроения, которая насчитывала примерно 30 000 наименований изделий [1], в настоящее время соответствующая доля составляет 75...80 % [2].

Перевод производства с одной продукции на другую сопряжен со сменой технологического процесса [3, 4]. Вследствие необходимости частого изменения технологического процесса при серийном и мелкосерийном производстве экономически целесообразнее применять переналаживаемое технологическое оборудование (в том числе агрегатные станки), которое можно оперативно адаптировать к новому процессу [5–8].

Частота переналадок (закрывающихся в изменении количества шпинделей многшпindelной насадки, числа позиций делительного стола и инертных масс, в перекомпоновке силовых головок и др.) зависит от технологического процесса и варьируется в достаточно широких пределах.

Однако при этом не должна снижаться эффективность технологического оборудования, в том числе благодаря минимизации продолжительности каждой переналадки. Так, эффективное использование переналаживаемых агрегатных станков предполагает не более 10...12 переналадок в месяц [9], а их суммарная продолжительность не должна превышать 5...10 % общего времени работы оборудования [10].

Как правило, основу переналаживаемого технологического оборудования составляют механизмы циклового действия. Примером таких механизмов служат применяемые в станках переналаживаемые поворотные столы с гидро- или электроприводом (рис. 1).

Традиционные механизмы, работающие в составе автоматических линий в условиях массового производства, имеют единственное, раз и навсегда заданное работоспособное техническое состояние (ТС). Любое другое ТС механизма рассматривают как неработоспособное (как результат возникновения отказа).

У переналаживаемых механизмов, в отличие от традиционных, в течение жизненного цикла может быть много работоспособных ТС. Последние определяются требованиями со стороны технологических процессов и ограничены возможностями реальных функциональных характеристик механизма, таких как быстротаходность, точность, инерционные характеристики подвижных деталей и т. д.

Функциональные характеристики механизма зависят от конструкции, качества изготовления, сборки, ТС и наработки до отказа. Условно их можно подразделить на диагностические параметры (определяющие его ТС) и инерционные характеристики.

Как известно, эксплуатация любого механизма сопровождается деградацией некоторых функциональных характеристик, что требует контроля за параметрами ТС.

Подготовка механизма к переналадке на новый технологический процесс, как правило, сопряжена с установкой новых инертных масс

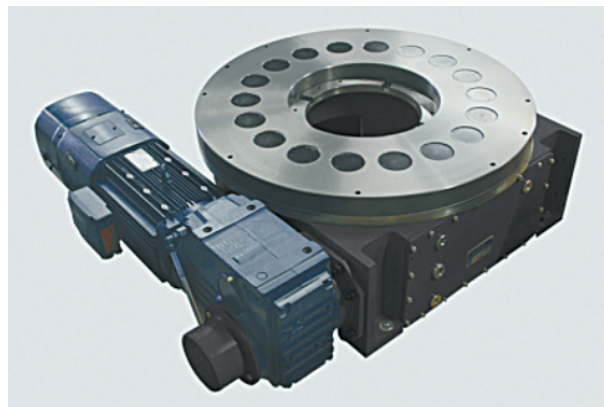


Рис. 1. Внешний вид переналаживаемого поворотного стола с электроприводом

обрабатываемых деталей и приспособлений, назначением нового закона движения для механизма. При этом меняются приведенный к оси двигателя момент инерции звеньев механизма и приведенный момент сил трения в кинематических парах. Эти факторы противодействуют моменту двигателя, искажая назначаемый закон движения.

В такой ситуации при каждой переналадке механизма на новый технологический процесс для его безаварийной и ритмичной эксплуатации необходимо выполнить следующее:

- оценить реальное ТС механизма, проведя его диагностирование, и при необходимости устранить возможные зарождающиеся дефекты;
- рассчитать определяемый требуемым технологическим процессом закон движения, который обеспечивал бы максимальную быстроту механизма при допустимых динамических нагрузках на его звенья; для расчета закона движения предварительно следует определить инертные массы, координаты центров масс (ЦМ) и моменты инерции новых устанавливаемых на механизм обрабатываемых деталей, а также оснастки.

Оценка ТС механизма базируется на экспериментальных методах исследования [11–15].

В их основе лежит известный прием, заключающийся в задании входного силового воздействия на механизм со стороны привода и в последующем анализе реакции механизма на это воздействие.

Входным воздействием могут быть крутящий момент двигателя, движущая сила и давление в гидросистеме. Выходные параметры — перемещения, скорости и ускорения подвижных звеньев механизма, которые в совокупности образуют комплекс диагностических параметров.

Например, для поворотного стола с гидроприводом комплекс диагностических параметров состоит из давлений рабочей жидкости в нагнетательной  $p_1$  и сливной  $p_2$  полостях гидромотора привода движения механизма, угла поворота  $\varphi$ , а также угловой скорости  $\omega$  и ускорения  $\varepsilon$  выходного звена. Для другого механизма набор диагностических параметров будет иным.

Оценка ТС анализируемого механизма выполнена путем сравнения полученных для него временных диаграмм различных диагностических параметров (диаграмм диагностических сигналов) с эталонными. Помимо диаграммы, соответствующей исправному ТС механизма,

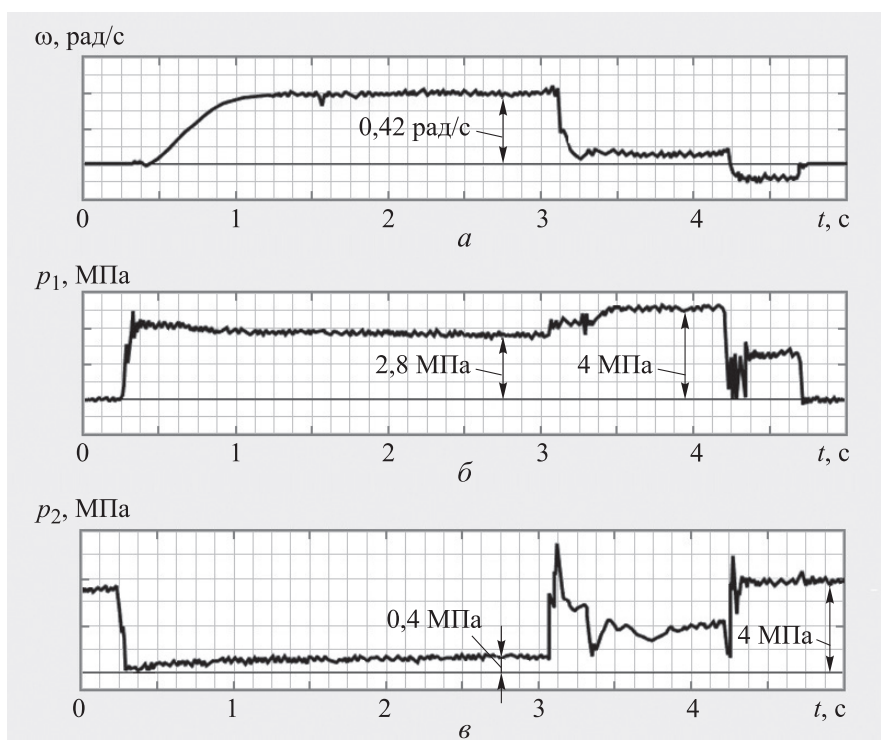


Рис. 2. Зависимости диагностических параметров поворотного стола с гидроприводом от времени  $t$ :

$a$  — угловой скорости  $\omega$ ;  $б$  и  $в$  — давлений рабочей жидкости в нагнетательной  $p_1$  и сливной  $p_2$  полостях гидромотора

к эталонным относятся диаграммы, соответствующие различным неисправным ТС механизма.

Детально разработанные методы распознавания изображений [16, 17] позволяют путем сравнения проводить локализацию дефектов на уровне узлов и деталей, а затем выполнять оперативный ремонт неисправного узла или быстро заменять его исправным.

Пример диаграмм диагностических сигналов поворотного стола с гидроприводом — зависимостей его диагностических параметров (угловой скорости  $\omega$ , давлений рабочей жидкости в нагнетательной  $p_1$  и сливной  $p_2$  полостях гидромотора) от времени  $t$  приведен на рис. 2, а–в.

При разработке процедур диагностирования целесообразно сочетать натурный и основанный на математическом моделировании вычислительные эксперименты. Математическое моделирование позволяет детальнее и глубже проследить взаимосвязь параметров механизма и диагностических сигналов (признаков). Так, при анализе динамики поворотного стола с гидроприводом выявлен важный диагностический признак  $t_p$  — время разгона выходного звена механизма, который «чувствует» изменение сил трения в червячном редукторе привода движения выходного звена.

На математической модели установлено, что повышение сил трения в червячном редукторе приводит к увеличению времени разгона  $t_p$  и уменьшению установившейся угловой

скорости выходного звена. Эксперименты подтверждают эти теоретически установленные закономерности.

Зависимости угловой скорости  $\omega$  от времени разгона  $t_p$  выходного звена и сил трения в червячном редукторе приведены на рис. 3, а и б. После ремонта (устранения увеличенных сил трения в червячном редукторе) установившаяся угловая скорость  $\omega_y$  увеличивается с 0,53 до 0,58 рад/с, а время разгона  $t_p$  до нее сокращается с 0,92 до 0,75 с.

Для определения инерционных характеристик, необходимых для расчета закона движения механизма (масс, координат ЦМ, осевых и центробежных моментов инерции деталей и узлов), разработан экспериментально-теоретический метод [18, 19], предусматривающий их вычисление на основе данных, полученных после серии испытаний.

Испытания проводили на разработанном для этих целей стенде (рис. 4) в поле центробежных сил, где координаты ЦМ детали точно совпадают с координатами ее центра тяжести S. Основу стенда составляет вращающаяся планшайба 7, по которой в установленном радиальном направлении может перемещаться подвижная каретка б. Каретку можно зафиксировать на планшайбе 7 в нужном положении.

На платформе 1 под кареткой по направляющим перемещается пробный груз 2 известной массы, смещения которого необходимы для определения массы исследуемой детали 3 и

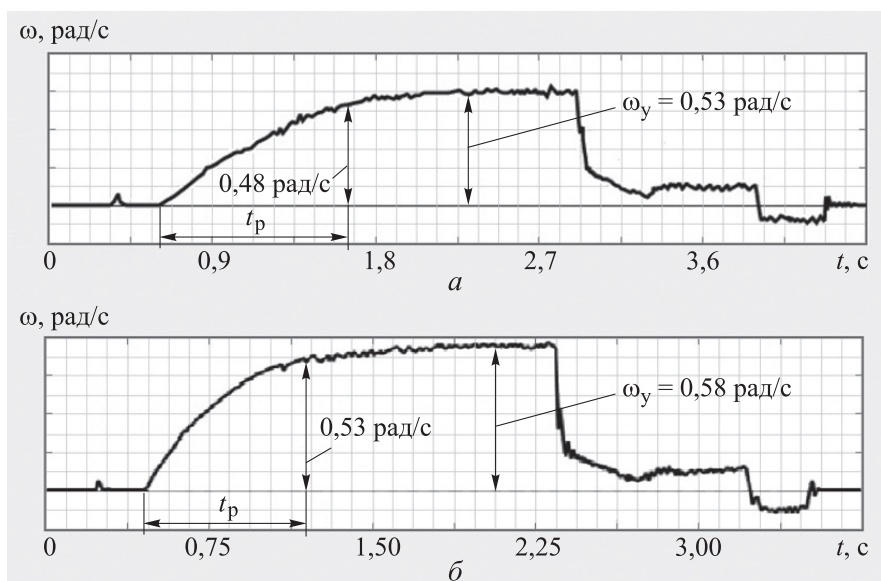


Рис. 3. Зависимости угловой скорости  $\omega$  от времени разгона выходного звена  $t_p$ :  
 а — при увеличенных силах трения в червячном редукторе;  
 б — в нормальном состоянии червячного редуктора

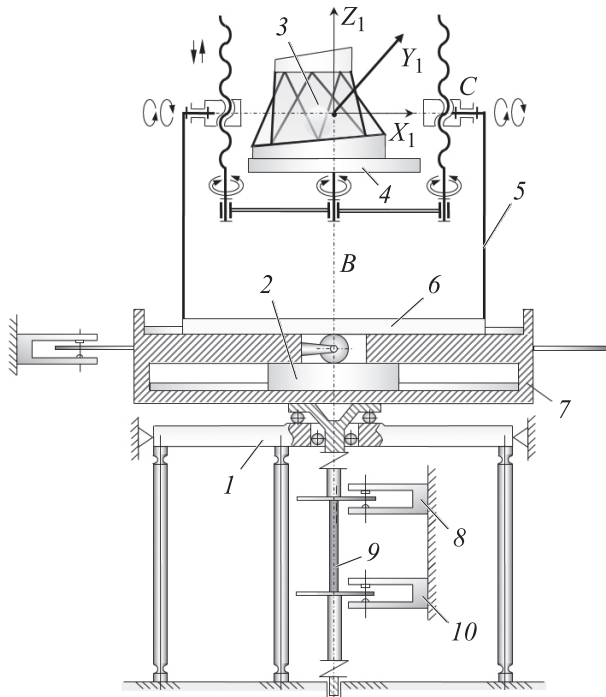


Рис. 4. Схема испытательного стенда

координат ее ЦМ. На каретке закреплен манипулятор 5, который последовательно поворачивает деталь на углы  $45^\circ$  и  $90^\circ$ , а также перемещает деталь в вертикальном направлении вдоль оси  $B$ . Повороты детали необходимы для определения шести компонент ее тензора инерции.

Экспериментально-теоретический метод основан на известном методе пробных грузов, применяемом при балансировке роторов. Предлагаемый метод расширяет возможности последнего, позволяя определять не только величину и положение дисбаланса исследуемого ротора, но и массу детали, и положение ЦМ, что достигается следующим образом [18].

Деталь неизвестной массы  $m$  и пробный груз массой  $\Delta m$  смещают на конечные фиксированные расстояния на планшайбе 7, которой задают равномерное вращение. Перемещения детали и пробного груза в радиальных направлениях меняют положения суммарного дисбаланса подвижных масс. Под действием дисбаланса планшайба вместе с платформой смещаются на упругодеформируемых опорах в радиальном направлении и совершают плоскопараллельное круговое движение, радиус траектории которого  $r$  можно измерить.

Тогда для трех разных положений детали и пробного груза измеряют три радиуса  $r$ ,  $r_1$ ,  $r_2$  и три угла  $\beta$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ , определяющих их положение в

полярной системе координат, расположенной в плоскости планшайбы. По этим данным рассчитывают массу детали  $m$  и две координаты ее ЦМ.

Массу детали находят по формуле

$$m = \frac{\sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2 \cos(\beta_1 + \beta_2)}}{Z} \Delta m,$$

где

$$Z = \sqrt{r_1^2 + r^2 - 2r_1r \cos(\beta_1 + \beta)} - \sqrt{r_2^2 + r^2 - 2r_2r \cos(\beta_2 + \beta)}.$$

Третью координату ЦМ детали (в направлении, перпендикулярном плоскости планшайбы) определяют с помощью манипулятора, который поворачивает в пространстве деталь на углы  $45^\circ$  и  $90^\circ$ . После совмещения ЦМ детали с осью вращения  $B$  и поворота детали вокруг оси  $C$  на  $90^\circ$  ЦМ детали оказывается смещенным относительно оси вращения на расстояние  $R_1$  (рис. 5). Это соответствует появлению дисбаланса, положение которого устанавливают с помощью метода пробных грузов.

Таким образом, можно найти массу детали и три координаты ее ЦМ.

Конструкция испытательного стенда позволяет с одной установки детали (без смены измерительных баз) определить также все шесть центральных моментов инерции — три осевых и три центробежных.

Предлагаемый метод основан на известной теореме М.М. Гернета о соотношениях между шестью осевыми и тремя центробежными моментами инерции при специальном выборе координатных осей, относительно которых определяют шесть осевых моментов инерции [20]. В качестве осей выбраны три координатные оси системы  $SX_1Y_1Z_1$  (см. рис. 4), а также три биссектрисы прямых углов, образованных этими осями: ось  $U$  — биссектриса угла  $X_1SZ_1$ ; ось  $V$  — биссектриса угла  $X_1SY_1$ ; ось  $W$  — биссектриса угла  $Y_1SZ_1$ .

Чтобы определить шесть осевых центральных моментов инерции относительно указанных осей, необходимо каждую из них совместить с осью вращения планшайбы. Платформу стенда закрепляют неподвижно, каретку устанавливают в центральное положение, а ось  $B$  совмещают с осью вращения платформы. Сопоставив планшайбе 4 последовательно конечные повороты вокруг осей  $B$  и  $C$ , можно каждую из шести координатных осей совместить с осью вращения платформы.

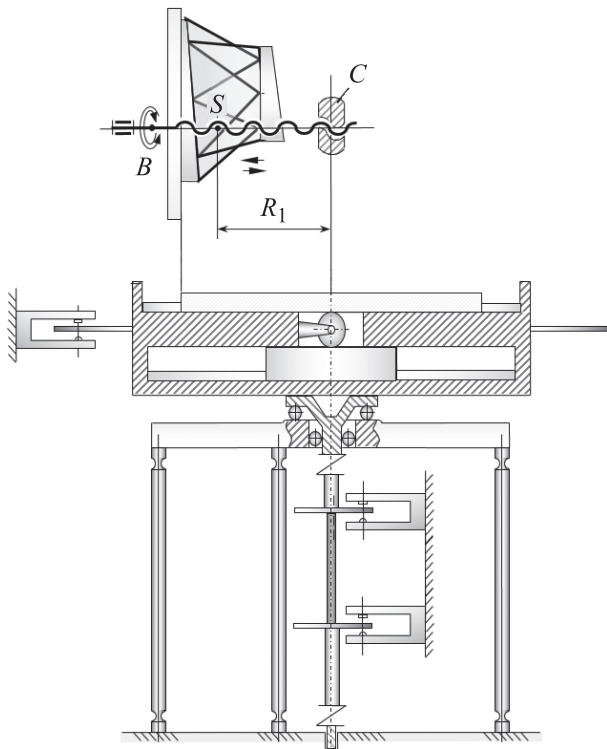


Рис. 5. Схема к определению третьей координаты ЦМ детали

Например, для совмещения оси  $SX_1$  планшайбу 4 с деталью необходимо сначала повернуть вокруг оси  $B$  на  $90^\circ$ , а затем — на  $90^\circ$  вокруг оси  $C$ . Задавая изделию ускоренное вращение и одновременно измеряя крутящий момент  $M$ , угловую скорость  $\omega$  и угол поворота  $\varphi$ , по теореме об изменении кинетической энергии  $T = J\omega^2/2$ , можно определить осевой момент инерции  $J$  вращающихся масс относительно каждой из шести осей из уравнения

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{J\omega^2}{2} \right) = M - M_r, \quad (1)$$

где  $M_r$  — момент сопротивления вращению (момент сил трения) в опорах качения испытательного стенда.

Уравнение (1) решают в квадратурах, если все параметры, входящие в его состав, зависят от единого аргумента  $\varphi$ . Измерительная система стенда разработана так, что все параметры —  $J$ ,  $\omega$ ,  $M$  и  $M_r$  — определяют экспериментально как функции одного аргумента  $\varphi$ . Крутящий момент  $M$  от двигателя (на рис. 4 не показан) передается платформе через торсионный вал 9 с известной угловой жесткостью  $j$ .

На концах торсиона расположены два фотоэлектрических датчика 8 и 10 для измерения

угла поворота платформы, угла закручивания  $\psi$  торсионного вала и расчета крутящего момента двигателя  $M = j\psi$  как функции угла  $\varphi$ . Фотоэлектрический датчик 8 измеряет угол поворота платформы  $\varphi$  и ее угловую скорость  $\omega$  как функцию  $\varphi$ .

Для любого положения планшайбы 4 в пространстве осевые моменты инерции вращающихся деталей стенда (без исследуемой детали) можно рассчитать предварительно, вследствие чего их считают известными.

Интегрируя уравнение (1) для шести угловых положений детали в интервале угла поворота  $[\varphi_m, \varphi_n]$ , на котором выполняют измерения, получаем шесть уравнений (2) баланса энергий:

$$\begin{aligned} (J_2 + J_V)[\omega_4^2(\varphi_n) - \omega_4^2(\varphi_m)] &= \\ &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_V(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rV}(\varphi, \omega_4(\varphi)) \Delta\varphi; \\ (J_3 + J_U)[\omega_5^2(\varphi_n) - \omega_5^2(\varphi_m)] &= \\ &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_U(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rU}(\varphi, \omega_5(\varphi)) \Delta\varphi; \\ (J_3 + J_W)[\omega_6^2(\varphi_n) - \omega_6^2(\varphi_m)] &= \\ &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_W(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rW}(\varphi, \omega_6(\varphi)) \Delta\varphi; \\ (J_1 + J_Z)[\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)] &= \\ &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_Z(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rZ}(\varphi, \omega_1(\varphi)) \Delta\varphi; \\ (J_1 + J_Y)[\omega_2^2(\varphi_n) - \omega_2^2(\varphi_m)] &= \\ &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_Y(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rY}(\varphi, \omega_2(\varphi)) \Delta\varphi; \\ (J_2 + J_X)[\omega_3^2(\varphi_n) - \omega_3^2(\varphi_m)] &= \\ &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_X(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rX}(\varphi, \omega_3(\varphi)) \Delta\varphi, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $J_i$  — известные осевые моменты инерции деталей подвижной части стенда для трех угловых положений планшайбы при поворотах вокруг оси  $C$ ,  $i = 1, 2, 3$ ;  $\omega_4, \omega_5, \omega_6, \omega_1, \omega_2$  и  $\omega_3$  — угловые скорости вращения вокруг осей  $V, U, W, Z, Y$  и  $X$  соответственно;  $J_V, J_U, J_W, J_Z, J_Y, J_X$  — искомые осевые моменты инерции тела соответствующих осей;  $M_V, M_U, M_W, M_Z, M_Y, M_X$  и  $M_{rV}, M_{rU}, M_{rW}, M_{rZ}, M_{rY}, M_{rX}$  — крутящие моменты и моменты сил трения вокруг соответствующих осей.

Входящие в состав системы уравнений (2) моменты сил трения определяют экспериментальным путем на испытательном стенде, для чего вместо исследуемой детали, масса которой

уже найдена, устанавливают равную ей пробную массу. Осевые центральные моменты инерции детали также известны.

С пробной массой проводят те же шесть экспериментов, что и с исследуемой деталью. Сначала определяют работу движущего момента, а затем из уравнений (2) рассчитывают энергетические затраты на трение:

$$\begin{aligned} \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rV}(\varphi, \omega_4) \Delta\varphi; & \quad \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rU}(\varphi, \omega_5) \Delta\varphi; \\ \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rW}(\varphi, \omega_6) \Delta\varphi; & \quad \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rZ}(\varphi, \omega_1) \Delta\varphi; \\ \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rY}(\varphi, \omega_2) \Delta\varphi; & \quad \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rX}(\varphi, \omega_3) \Delta\varphi. \end{aligned}$$

Правые части системы уравнений (2) становятся известными, и ее можно решить относительно шести неизвестных  $J_X$ ,  $J_Y$ ,  $J_Z$ ,  $J_V$ ,  $J_U$ ,  $J_W$ , а затем по известным формулам [20] рассчитать три центробежных момента инерции:

$$\begin{aligned} I_{XY} = I_{YX} &= \frac{J_X + J_Y}{2} - J_V; \\ J_{YZ} = J_{ZY} &= \frac{J_Y + J_Z}{2} - J_W; \\ J_{ZX} = J_{XZ} &= \frac{J_X + J_Z}{2} - J_U. \end{aligned}$$

## Литература

- [1] Машиностроение. В: Ломбард — Мезитол. Большая Советская энциклопедия. Т. 15. Москва, Советская энциклопедия, 1974, с. 536–538.
- [2] Мнацаканян В.У. Основы технологии машиностроения. Москва, МИСиС, 2018. 221 с.
- [3] Коровкин В.В., Кузнецова Г.В. Перспективы цифровой трансформации российского машиностроения. *Ars Administrandi (Искусство управления)*, 2020, т. 12, № 2, с. 291–313, <https://doi.org/10.17072/2218-9173-2020-2-291-313>
- [4] Abdallah Y.O., Shehab E., Al-Ashaab A. Understanding digital transformation in the manufacturing industry: a systematic literature review and future trends. *Product Management & Development*, 2021, vol. 19, no. 1, art. e20200021.
- [5] Горшков Б.М., Самохина Н.С., Бобровский Н.М. и др. Обзор исследований в области реконфигурируемых производственных систем. *Известия Самарского научного центра РАН*, 2019, т. 21, № 5, с. 52–56.
- [6] Капитанов А.В. Закономерности и перспективы развития многономенклатурного переналаживаемого производства. *Проблемы машиностроения и автоматизации*, 2017, № 1, с. 22–34.
- [7] Казимиров Д.Ю., Исаченко А.С. Снижение времени перехода на новое изделие путем внедрения быстрой переналадки станков с ЧПУ. *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*, 2015, № 5, с. 71–80.
- [8] Rauch E., Linder C., Dallasega P. Anthropocentric perspective of production before and within Industry 4.0. *Comput. Ind. Eng.*, 2019, vol. 139, art. 105644, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cie.2019.01.018>
- [9] Dashchenko A.I. *Reconfigurable manufacturing systems and transformable factories*. Springer, 2006. 731 p.

В результате получают все шесть компонент тензора инерции исследуемой детали:

$$\mathbf{J} = \begin{pmatrix} J_X & J_{XY} & J_{XZ} \\ J_{YX} & J_Y & J_{YZ} \\ J_{ZX} & J_{ZY} & J_Z \end{pmatrix}.$$

После вычисления инерционных характеристик можно определить общий суммарный момент инерции подвижных масс, а затем, рассчитав максимальные ускорения механизма и сравнив их с допустимыми, сформировать закон движения механизма, обеспечивающий заданную быстроходность в соответствии с требованиями технологического процесса, и одновременно допустимые динамические нагрузки на звенья механизма.

## Вывод

Предложенный комплекс оперативных измерений и вычислений, основанных на результатах измерений, обеспечивает требуемое быстродействие механизма при допустимых динамических нагрузках, благодаря чему увеличивается его ресурс при частых изменениях динамических режимов работы.

- [10] Алешин А., Пашков П. Зачем российским предприятиям быстро перенастраивать станки и оборудование? *Business Excellence*, 2016, № 10. URL: <https://ria-stk.ru/ds/adetail.php?ID=105682>
- [11] Козочкин М.П., Сабиров Ф.С. Задачи технической диагностики при создании и эксплуатации технологического оборудования. *Вестник УГАТУ*, 2012, т. 16, № 4, с. 98–104.
- [12] Nikitin Y., Bozek P., Peterka J. Logical-linguistic model of diagnostics of electric drives with sensors support. *Sensors*, 2020, vol. 20, no. 16, art. 442, doi: <https://doi.org/10.3390/s20164429>
- [13] Olmedo N.A., Barczyk M., Lipsett M. Experimental determination of the inertial properties of small robotic systems using a torsion platform. *Mech. Syst. Signal Process.*, 2019, vol. 131, pp. 71–96, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2019.05.021>
- [14] Misra R., Pahuja G.L. An experimental study of rotor fault detection using motor current signature analysis based on neural networks. *Int. J. Adv. Sci. Technol.*, 2015, vol. 79, pp. 25–36, doi: <http://dx.doi.org/10.14257/ijast.2015.79.03>
- [15] Gajek A., Strzepek P., Dobaj K. Algorithms for diagnostics of the hydraulic pressure modulators of ABS/ESP systems in stand conditions. *MATEC Web Conf.*, 2018, vol. 182, art. 01020, doi: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201818201020>
- [16] Kim J.H. Time frequency image and artificial neural network based classification of impact noise for machine fault diagnosis. *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, 2018, vol. 19, no. 6, pp. 821–827, doi: <https://doi.org/10.1007/s12541-018-0098-8>
- [17] Altankhuyag Y., Hardt W. Noise signal analysis for fault detection. *Energy Res.*, 2017, vol. 1, no. 1, pp. 47–59, doi: <http://dx.doi.org/10.31058/j.er.2017.11005>
- [18] Алешин А.К., Куплинова Г.С. *Способ определения массы и координат центра масс тела в заданной плоскости*. Патент РФ 2448336. Заявл. 22.03.2010, опубл. 20.04.2012.
- [19] Алешин А.К., Кульбачная М.О., Ковалев В.Е. и др. *Способ определения тензора инерции тела*. Патент РФ 2575184. Заявл. 30.10.2014, опубл. 20.02.2016.
- [20] Гернет М.М., Ратобильский В.Ф. *Определение моментов инерции*. Москва, Машиностроение, 1977. 246 с.

## References

- [1] Mashinostroenie [Machine building]. V: *Lombard — Mezitol. Bolshaya Sovetskaya entsiklopediya*. Т. 150 [In: Lombard — Mesitol. Big Soviet encyclopaedia. Vol. 15]. Moscow, Sovetskaya entsiklopediya Publ., 1974, pp. 536–538. (In Russ.).
- [2] Mnatsakanyan V.U. *Osnovy tekhnologii mashinostroeniya* [Fundamentals of mechanical engineering technology]. Moscow, MISiS Publ., 2018. 221 p. (In Russ.).
- [3] Korovkin V.V., Kuznetsova G.V. Prospects for digital transformation in russian machine building industry. *Ars Administrandi (Iskusstvo upravleniya)* [Ars Administrandi (The Art of Governance)], 2020, vol. 12, no. 2, pp. 291–313, <https://doi.org/10.17072/2218-9173-2020-2-291-313> (in Russ.).
- [4] Abdallah Y.O., Shehab E., Al-Ashaab A. Understanding digital transformation in the manufacturing industry: a systematic literature review and future trends. *Product Management & Development*, 2021, vol. 19, no. 1, art. e20200021.
- [5] Gorshkov B.M., Samokhina N.S., Bobrovskiy N.M. et al. Analysis of research in the field of automatic recomposed production. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN* [Izvestia RAS SamSC], 2019, vol. 21, no. 5, pp. 52–56. (In Russ.).
- [6] Kapitanov A.V. Regularities and prospects of development of flexible multiproduct manufacturing. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii* [Engineering and Automation Problems], 2017, no. 1, pp. 22–34. (In Russ.).
- [7] Kazimirov D.Yu., Isachenko A.S. Reduction of product switchover time by implementation of quick changeover for CNC machines. *Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii* [Fundamental and Applied Problems of Engineering and Technology], 2015, no. 5, pp. 71–80. (In Russ.).
- [8] Rauch E., Linder S., Dallasega P. Anthropocentric perspective of production before and within Industry 4.0. *Comput. Ind. Eng.*, 2019, vol. 139, art. 105644, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cie.2019.01.018>



- [9] Dashchenko A.I. *Reconfigurable manufacturing systems and transformable factories*. Springer, 2006. 731 p.
- [10] Aleshin A., Pashkov P. Why Russian enterprises need to quickly reconfigure machines and equipment? *Business Excellence*, 2016, no. 10. URL: <https://ria-stk.ru/ds/adetail.php?ID=105682> (In Russ.).
- [11] Kozochkin M.P., Sabirov F.S. Aims of engineering diagnostics in development and service of processing equipment. *Vestnik UGATU*, 2012, vol. 16, no. 4, pp. 98–104. (In Russ.).
- [12] Nikitin Y., Bozek P., Peterka J. Logical-linguistic model of diagnostics of electric drives with sensors support. *Sensors*, 2020, vol. 20, no. 16, art. 442, doi: <https://doi.org/10.3390/s20164429>
- [13] Olmedo N.A., Barczyk M., Lipsett M. Experimental determination of the inertial properties of small robotic systems using a torsion platform. *Mech. Syst. Signal Process.*, 2019, vol. 131, pp. 71–96, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2019.05.021>
- [14] Misra R., Pahuja G.L. An experimental study of rotor fault detection using motor current signature analysis based on neural networks. *Int. J. Adv. Sci. Technol.*, 2015, vol. 79, pp. 25–36, doi: <http://dx.doi.org/10.14257/ijast.2015.79.03>
- [15] Gajek A., Strzepek P., Dobaj K. Algorithms for diagnostics of the hydraulic pressure modulators of ABS/ESP systems in stand conditions. *MATEC Web Conf.*, 2018, vol. 182, art. 01020, doi: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201818201020>
- [16] Kim J.H. Time frequency image and artificial neural network based classification of impact noise for machine fault diagnosis. *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, 2018, vol. 19, no. 6, pp. 821–827, doi: <https://doi.org/10.1007/s12541-018-0098-8>
- [17] Altankhuyag Y., Hardt W. Noise signal analysis for fault detection. *Energy Res.*, 2017, vol. 1, no. 1, pp. 47–59, doi: <http://dx.doi.org/10.31058/j.er.2017.11005>
- [18] Aleshin A.K., Kuplinova G.S. *Sposob opredeleniya massy i koordinat tsentra mass tela v zadannoy ploskosti* [Method of determining body mass and centre of mass coordinates in given plane]. Patent RU 2448336. Appl. 22.03.2010, publ. 20.04.2012. (In Russ.).
- [19] Aleshin A.K., Kulbachnaya M.O., Kovalev V.E. et al. *Sposob opredeleniya tenzora inertsii tela* [Method to determine body inertia tensor]. Patent RU 2575184. Appl. 30.10.2014, publ. 20.02.2016. (In Russ.).
- [20] Gernet M.M., Ratobylskiy V.F. *Opredelenie momentov inertsii* [Determination of moments of inertia]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 246 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 18.03.2024

## Информация об авторах

**АЛЕШИН Александр Константинович** — доктор технических наук, ведущий научный сотрудник отдела механики машин и управления машинами. ФГБУН Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (101000, Москва, Российская Федерация, Малый Харитоньевский переулок, д. 4, e-mail: [aleshin\\_ak@mail.ru](mailto:aleshin_ak@mail.ru)).

**КОНДРАТЪЕВ Игорь Михайлович** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Ракетные и импульсные системы». МГТУ им. Н.Э. Баумана; старший научный сотрудник отдела механики машин и управления машинами. ФГБУН Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (101000, Москва, Российская Федерация, Малый Харитоньевский переулок, д. 4, e-mail: [kiimash@yandex.ru](mailto:kiimash@yandex.ru)).

## Information about the authors

**ALESHIN Aleksandr Konstantinovich** — Doctor of Science (Eng.), Leading Researcher, Department of Mechanics of Machines and Control over Machines. Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences (101000, Moscow, Russian Federation, M. Kharitonyevskiy Pereulok, Bldg. 4, e-mail: [aleshin\\_ak@mail.ru](mailto:aleshin_ak@mail.ru)).

**KONDRAT'EV Igor Mikhailovich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Rocket and impulse systems. Bauman Moscow State Technical University; Senior Researcher, Department of Mechanics of Machines and Control over Machines. Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences (101000, Moscow, Russian Federation, M. Kharitonyevskiy Pereulok, Bldg. 4, e-mail: [kiimash@yandex.ru](mailto:kiimash@yandex.ru)).

**РАШОЯН Гагик Володяевич** — доктор технических наук, старший научный сотрудник отдела механики машин и управления машинами. ФГБУН Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (101000, Москва, Российская Федерация, Малый Харитоньевский переулок, д. 4, e-mail: gagik\_r@bk.ru).

**ФИЛИПPOB Глеб Сергеевич** — доктор технических наук, заместитель директора по научной работе. ФГБУН Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (101000, Москва, Российская Федерация, Малый Харитоньевский переулок, д. 4, e-mail: filippov.gleb@gmail.com).

**ШАЛЮХИН Константин Сергеевич** — кандидат технических наук, старший научный сотрудник отдела механики машин и управления машинами. ФГБУН Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (101000, Москва, Российская Федерация, Малый Харитоньевский переулок, д. 4, e-mail: constmeister@gmail.com).

**RASHOYAN Gagik Volodyaevich** — Doctor of Science (Eng.), Senior Researcher, Department of Mechanics of Machines and Control over Machines. Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences (101000, Moscow, Russian Federation, M. Kharitonyevskiy Pereulok, 4, e-mail: gagik\_r@bk.ru).

**FILIPPOV Gleb Sergeevich** — Doctor of Science (Eng.), Deputy Director for R & D. Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences (101000, Moscow, Russian Federation, M. Kharitonyevskiy Pereulok, Bldg. 4, e-mail: filippov.gleb@gmail.com).

**SHALYUKHIN Konstantin Andreevich** — Candidate of Science (Eng.), Senior Researcher, Department of Mechanics of Machines and Control over Machines. Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences (101000, Moscow, Russian Federation, M. Kharitonyevskiy Pereulok, Bldg. 4, e-mail: constmeister@gmail.com).

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Алешин А.К., Кондратьев И.М., Рашоян Г.В., Филиппов Г.С., Шалюхин К.А. Методы определения параметров функциональных характеристик механизмов. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 5, с. 38–47.

**Please cite this article in English as:**

Aleshin A.K., Kondrat`ev I.M., Rashoyan G.V., Filippov G.S., Shalyukhin K.A. Methods for determining parameters of the mechanism functional characteristics. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 5, pp. 38–47.



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана  
предлагает читателям учебное пособие**

**«Конструкция и расчет  
прогрессивных систем подрессоривания  
быстроходных гусеничных машин»**

**Авторы: О.А. Наказной, Е.Б. Сарач, А.А. Ципилев**

Представлены конструкции, методики расчетов и общие принципы работы прогрессивных систем подрессоривания быстроходных гусеничных машин. Уделено внимание теоретическим основам функционирования систем подрессоривания. Описаны основные физические процессы при работе газа и жидкости в гидравлических и пневматических системах. Затронуты вопросы оценки тепловой нагруженности устройств на этапе проектирования. Даны рекомендации по обеспечению работоспособности рабочих тел и уплотнительных устройств.

Для студентов высших учебных заведений.

**По вопросам приобретения обращайтесь:**

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;

press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>