



ВЕСТНИК

ЮЖНО-УРАЛЬСКОГО № 29 (205)
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА 2010

ISSN 1990-8504

СЕРИЯ

«МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Выпуск 16

Учредитель – ГОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет»

Редакционная коллегия серии:

д.т.н., профессор, заслуженный деятель
науки и техники РФ Тверской М.М.
(отв. редактор);

д.т.н., профессор,
чл.-корр. РАН Дегтярь В.Г.;

д.т.н., профессор Рождественский Ю.В.;

д.т.н., профессор Спиридонов Е.К.;

д.ф.-м.н., профессор Телегин А.И.;

д.т.н., профессор Чернявский О.Ф.;

д.т.н., профессор Шеркунов В.Г.;

к.т.н., доцент Горяев Н.К.
(отв. секретарь)

Серия основана в 2001 году.

Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77-26455
выдано 13 декабря 2006 г. Федеральной службой по над-
зору за соблюдением законодательства в сфере массовых
коммуникаций и охране культурного наследия.

Журнал включен в Реферативный журнал и Базы
данных ВИНТИ. Сведения о журнале ежегодно пуб-
ликуются в международной справочной системе по
периодическим и продолжающимся изданиям «Ulrich's
Periodicals Directory».

Решением Президиума Высшей аттестационной ко-
миссии Министерства образования и науки Российской
Федерации от 19 февраля 2010 г. № 6/6 журнал включен
в «Перечень ведущих рецензируемых научных журна-
лов и изданий, в которых должны быть опубликованы
основные научные результаты диссертаций на соиска-
ние ученых степеней доктора и кандидата наук».

Подписной индекс 29032 в объединенном каталоге
«Пресса России».

Периодичность выхода – 2 номера в год.

СОДЕРЖАНИЕ

Расчет и конструирование

ТЕЛЕГИН А.И., КАЙГОРОДЦЕВ М.И. Алгоритмы выписывания уравнений динамики плоских шарнирных механизмов	4
ПОЖБЕЛКО В.И. Возникновение переменной (изменяемой) структуры и области особых положений механизма с учётом зазоров и вырождения кинематических пар	13
ПОЖБЕЛКО В.И. Синтез и анализ самонастраивающихся колебательных исполнительных механизмов со сложным движением рабочего органа	21
ФИШЕР А.С. Моделирование подшипников скольжения при разработке турбокомпрессоров для двигателей внутреннего сгорания	28
ЛАЗАРЕВ В.Е., ЛОМАКИН Г.В. Напряженное состояние контактного слоя прецизионного сопряжения при тепловой защите распылителя форсунки в дизеле	38
ЧИСТОВ М.Е. Элементы системы подачи компонентов топлива перспективных летательных аппаратов	45
ДРАГУНОВ Г.Д., ЯКОВЛЕВ П.В. Анализ критериев прочности и пути развития расчетов зубчатых передач в трансмиссиях транспортных машин	51
КОНДАКОВ С.Д., КОРНАЕВА Н.Н., ПАВЛОВСКАЯ О.О., ЧЕРЕПАНОВ С.И. Имитационное моделирование движения быстроходной гусеничной машины с механиком-водителем	59

Технология

СМИРНОВ В.А. Кинестатическое моделирование энергоэффективного управления оборудованием с параллельной кинематикой	65
ГОЛОВКИН В.В., РОМАШКИНА О.В. Формирование поверхностного слоя при ультразвуковом резбонарезании	71

Контроль и испытания

СУРКОВ И.В., КУРОЧКИН А.С., КРАСИКОВА О.С. Координатные измерения геометрических параметров режущих инструментов на этапах изготовления и эксплуатации	76
ДРАГУНОВ Г.Д., ВЛАСОВ Д.С., ЮСУПОВ А.А. Методика расчетно-экспериментального исследования трансмиссии автомобиля	84

CONTENTS

Calculation and design

TELEGIN A.I., KAYGORODTSEV M.I. The algorithms of creating equations for the dynamics of flat linkworks	4
POZHBELKO V.I. Generation variable (changeable) structure and district particular configurations of the mechanism with chinks and degeneration of the kinematic pairs	13
POZHBELKO V.I. Synthesis and analysis adaptive torsion vibrations executive mechanisms with complication motion working member	21
FISCHER A.S. Generation variable (changeable) structure and district particular configurations of the mechanism with chinks and degeneration of the kinematic pairs	28
LAZAREV V.E., LOMAKIN G.V. Stress condition of the contact layer of precision interface for thermal proof of diesel's needle injector	38
CHISTOV M.E. Elements of system of giving of components of fuel of perspective flying machines	45
DRAGUNOV G.D. , YAKOVLEV P.V. Analysis of criteria for strength and ways of development payment gears in transmissions of transport vehicles	51
KONDAKOV S.V., KORNAEVA N.N., PAVLOVSKAY O.O., CHEREPANOV S.I. Imitation model of mobility of high-speed caterpillar machine with mechanic-driver	59

Technology

SMIRNOV V.A. Kinetostatics of power efficient control in the equipment with parallel kinematics	65
GOLOVKIN V.V., ROMASHKINA O.V. Blanket formation at ultrasonic carving manufacturing	71

Verification and test

SURKOV I.V., KUROCHKIN A.S., KRASIKOVA O.S. Coordinate measurements of cutting tool geometric parameters during toolmaking and operation	76
DRAGUNOV G.D., VLASOV D.S., JUSUPOV A.A. Technique it is settlement-experimental research car transmissions	84

Расчет и конструирование

УДК 531.3

АЛГОРИТМЫ ВЫПИСЫВАНИЯ УРАВНЕНИЙ ДИНАМИКИ ПЛОСКИХ ШАРНИРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

А.И. Телегин, М.И. Кайгородцев

THE ALGORITHMS OF CREATING EQUATIONS FOR THE DYNAMICS OF FLAT LINKWORKS

A.I. Telegin, M.I. Kaygorodtsev

Предложены новые виды уравнений динамики (УД) произвольных плоских шарнирных механизмов (ШМ), которые используются в алгоритмах выписывания УД конкретных ШМ. Полученные рекуррентные формулы выписывания коэффициентов УД ШМ позволяют минимизировать число операций при их вычислении. Приведены рекомендации эффективного использования предлагаемых видов УД для решения различных задач динамики и управления ШМ.

Ключевые слова: динамическое уравнение, шарнирные механизмы, рекуррентные формулы, задачи динамики.

The article offers new kinds of dynamic equations of the arbitrary flat linkworks, which are used in the algorithm of creating dynamic equations for concrete linkworks. The obtained recurrent formulas of creating dynamic equation coefficients for flat linkworks allow to minimize the operation quantity during the calculation. Recommendations are given for the efficient use of the offered types of dynamic equations to accomplish different tasks of dynamics and linkwork control.

Keywords: dynamic equation, linkworks, recurrent formulas, the tasks of dynamics.

Введение. В следствии 6 статьи [1] получен следующий вид УД ШМ:

$$\sum_i^{k-1} (J_{ki+1}^c \ddot{\alpha}_i + J_{ki+1}^s \dot{\alpha}_i^2) + J_k \ddot{\alpha}_k + \sum_{j,k} \sum_{i \geq j} (J_{ij}^c \ddot{\alpha}_i - J_{ij}^s \dot{\alpha}_i^2) - G_k - \bar{k} \cdot \left(\bar{M}_{rk} + \sum_{j,k} \bar{R}_j \times \sum_{i \geq j} \bar{F}_{ri} \right) = M_k - \sum_{i,k} M_i,$$

где $k=1, 2, \dots, N$; N – число звеньев ШМ; M_k – движущий момент силы k -го звена (остальные величины описаны в 1-м разделе). Из-за вида правой части назовём эти УД рекуррентными (РУД). В следствии 4 статьи [2] представлены РУД N -звенника (ШМ с одной открытой ветвью), которые отличаются от приведённого вида только отсутствием слагаемых с векторами \bar{F}_{ri} , \bar{M}_{rk} и использованием знаков суммирования на линейной структуре. В предлагаемой статье получены новые виды УД ШМ в абсолютных и относительных угловых скоростях и ускорениях звеньев. Даны рекомендации эффективного использования этих видов.

1. Используемые понятия и обозначения. Звенья ШМ образуют друг с другом и с основанием (стойкой, станиной, землёй) шарниры, оси которых перпендикулярны плоскости P движения звеньев. Одно из звеньев ШМ, образующее со стойкой шарнир, считается первым по порядку звеном. Произвольный ШМ может иметь звенья, от которых до стойки существуют различные «пути» (последовательности звеньев, связанных шарнирами друг с другом). Для устранения этой неоднозначности мысленно разрываются шарниры между звеньями так, чтобы каждое звено имело единственный путь до стойки, который называют несущей цепочкой этого звена. В дальнейшем будем считать, что после разрыва минимального количества шарниров и изоляции ШМ от воздействий внешней среды получен древовидный ШМ, на звенья которого действуют соответствующие силы и моменты сил реакции \bar{F}_{ri} , \bar{M}_{ri} .

В РУД и в других видах УД ШМ используются следующие обозначения: \bar{k} – орт перпендикуляра к плоскости P , направленный в сторону исследователя, m_i – масса i -го дополненного тела (ДТ) [1, 2], т. е. масса i -го звена вместе с массами тех звеньев, которые несет на себе i -е звено; $\dot{\alpha}_i, \ddot{\alpha}_i$ – абсолютные угловая скорость и ускорение i -го звена; C_{di} – проекция центра масс (ЦМ) i -го ДТ на плоскость P ; O_i – точка плоскости P на оси относительного вращения i -го звена; $d_i = O_i C_{di}$; $m_{di} = m_i d_i$; \bar{i}_i – орт радиус-вектора $\overline{O_i C_{di}}$ ($\bar{i}_i = \overline{O_i C_{di}} / d_i$); $O_i \bar{i}_i \bar{j}_i \bar{k}$ – правый репер, жёстко связанный с i -м звеном; $\bar{R}_j = \overline{O_{j-1} O_j}$; $\bar{e}_j = \overline{O_{j-1} O_j} / R_j$; R_j – длина \bar{R}_j ; α_{ij} – угол, откладываемый от \bar{e}_i до \bar{i}_j ; $s_{ij} = \sin \alpha_{ij}$; $c_{ij} = \cos \alpha_{ij}$; $J_{ji} = m_{dj} R_i$; $J_{ji}^c = J_{ji} c_{ij}$; $J_{ji}^s = J_{ji} s_{ij}$; J_i – момент инерции i -го ДТ относительно оси $O_i \bar{k}$; \bar{g} – ускорение силы тяжести; $G_k = m_{ak} \bar{g} \cdot \bar{j}_k$; M_k – движущий момент силы, действующий на k -е звено со стороны его базы, приведенный к шарнирной оси k -го звена; $\bar{F}_{ri}, \bar{M}_{ri}$ – главный вектор и момент сил (относительно точки O_i), действующих на i -е звено и возникших в процессе изоляции ШМ и мысленного разрыва связей (шарниров); $\sum_i^{k-1} a_i$ – знак суммирования по номерам несущей цепочки k -го звена, т. е. $i \in \{1, \dots, k\}$, где $\{1, \dots, k\}$ – множество номеров звеньев из несущей цепочки k -го звена; $\sum_{j,k} a_j$ – знак суммирования по номерам звеньев, смежных k -му звену; $\sum_{j>i} a_j$ – знак суммирования по номерам звеньев, несомых i -м звеном; $\sum_{j \geq i} a_j = a_i + \sum_{j>i} a_j$. Здесь и в дальнейшем операция декремента индекса является относительной, т. е. индекс $i-1$ любой величины равен номеру базы i -го звена [1, 2].

2. УД ШМ в абсолютных угловых скоростях и ускорениях звеньев. Из формул вычисления силовых факторов в сочленениях системы твёрдых тел, выведенных в статье [1], следует:

Утверждение 1. Для вывода УД произвольного ШМ можно использовать формулы:

$$\sum_i^{k-1} (A_{i+1}^k \ddot{\alpha}_i - B_{i+1}^k \dot{\alpha}_i^2) + \sum_{i \geq k} \left[\left(J_i + m_{di} R_{ki}^x + \sum_{j,j} A_j^j \right) \ddot{\alpha}_i + \left(m_{di} R_{ki}^y - \sum_{j,i} B_j^j \right) \dot{\alpha}_i^2 - G_k \right] - M_{rk} = M_k; \quad (1)$$

$$M_{rk} = \bar{k} \cdot \sum_{i \geq k} (\bar{M}_{ri} + \bar{R}_{ki} \times \bar{F}_{ri}); \quad (2)$$

$$A_m^k = \sum_{j \geq k} m_{dj} \bar{i}_j \cdot \bar{R}_m, \quad B_m^k = \sum_{j \geq k} m_{dj} \bar{j}_j \cdot \bar{R}_m, \quad (3)$$

где $k=1, 2, \dots, N$; R_{ki}^x, R_{ki}^y – проекции вектора $\bar{R}_{ki} = \overline{O_k O_i}$ на оси $O_i \bar{i}_i, O_i \bar{j}_i$ соответственно.

Доказательство. Для изучения предлагаемого доказательства необходимо ознакомиться с статьёй [1], ссылки на формулы из которой условимся записывать в виде (1. i), где i – номер формулы в этой статье.

Для ШМ из формулы (1.26) получим следующий вид искомым УД:

$$M_k = \bar{k} \cdot \bar{M}_k = \bar{k} \cdot \bar{m}_k^c \times \sum_i^{k-1} [\bar{e}_i \times \bar{R}_{i+1} + \bar{\omega}_i \times (\bar{\omega}_i \times \bar{R}_{i+1})] + \bar{k} \cdot \sum_{i \geq k} (I_{ki} \cdot \bar{e}_i + \bar{\omega}_i \times I_{ki} \cdot \bar{\omega}_i + \bar{\omega}_i \bar{\omega}_i \cdot \bar{I}_{ki}) - \bar{k} \cdot \bar{m}_k^c \times \bar{g} - \bar{k} \cdot \sum_{i \geq k} (\bar{M}_{ri} + \bar{R}_{ki} \times \bar{F}_{ri}).$$

Из (1.3) и принятых обозначений следует, что для ШМ $\bar{m}_j = m_j d_j \bar{i}_j$. Поэтому согласно (1.21)

$$\bar{k} \times \bar{m}_k^c = \sum_{j \geq k} m_j d_j \bar{k} \times \bar{i}_j = \sum_{j \geq k} m_{dj} \bar{j}_j. \text{ Теперь, учитывая равенства } \bar{a} \cdot (\bar{b} \times \bar{c}) = (\bar{a} \times \bar{b}) \cdot \bar{c}, \bar{\omega}_i = \dot{\alpha}_i \bar{k},$$

$\bar{e}_i = \dot{\alpha}_i \bar{k}$, получаем

$$\bar{k} \cdot \bar{m}_k^c \times \sum_i^{k-1} [\bar{e}_i \times \bar{R}_{i+1} + \bar{\omega}_i \times (\bar{\omega}_i \times \bar{R}_{i+1})] = \sum_{j \geq k} m_{dj} \bar{j}_j \cdot \sum_i^{k-1} [\bar{k} \times \bar{R}_{i+1} \dot{\alpha}_i + \bar{k} \times (\bar{k} \times \bar{R}_{i+1}) \dot{\alpha}_i^2] =$$

Расчет и конструирование

$$= \sum_i^{k-1} \left(\sum_{j \geq k} m_{dj} \bar{I}_j \cdot \bar{R}_{i+1} \ddot{\alpha}_i + \sum_{j \geq k} m_{dj} \bar{I}_j \cdot \bar{k} \times \bar{R}_{i+1} \dot{\alpha}_i^2 \right) = \sum_i^{k-1} \left(A_{i+1}^k \ddot{\alpha}_i - \sum_{j \geq k} m_{dj} \bar{J}_j \cdot \bar{R}_{i+1} \dot{\alpha}_i^2 \right) = \sum_i^{k-1} \left(A_{i+1}^k \ddot{\alpha}_i - B_{i+1}^k \dot{\alpha}_i^2 \right),$$

что совпадает с первой суммой искомым УД (1). Аналогично

$$\bar{k} \cdot \bar{m}_k^c \times \bar{g} = \bar{k} \times \sum_{j \geq k} m_{dj} \bar{I}_j \cdot \bar{g} = \sum_{j \geq k} m_{dj} \bar{J}_j \cdot \bar{g} = \sum_{j \geq k} G_j,$$

где $G_j = m_{dj} \bar{g} \cdot \bar{J}_j$, что совпадает с определением величины G_j .

Так как $\bar{k} \cdot \bar{\omega}_i \times (I_{ki} \cdot \bar{\omega}_i) = \dot{\alpha}_i (\bar{k} \times \bar{k}) \cdot I_{ki} \cdot \bar{\omega}_i = 0$, получим

$$\bar{k} \cdot \sum_{i \geq k} (I_{ki} \cdot \bar{\varepsilon}_i + \bar{\omega}_i \times I_{ki} \cdot \bar{\omega}_i + \bar{\omega}_i \bar{\omega}_i \cdot \bar{I}_{ki}) = \sum_{i \geq k} (\bar{k} \cdot I_{ki} \cdot \bar{k} \dot{\alpha}_i + \bar{k} \cdot \bar{I}_{ki} \dot{\alpha}_i^2).$$

Учитывая (1.23), получаем $\bar{k} \cdot \bar{I}_{ki} = \bar{k} \cdot \left(\bar{m}_i \times \bar{R}_{ki} + \sum_{j,i} \bar{R}_j \times \bar{m}_j^c \right) = \bar{k} \times \bar{m}_i \cdot \bar{R}_{ki} - \sum_{j,i} \bar{k} \times \bar{m}_j^c \cdot \bar{R}_j =$
 $= m_{di} \bar{J}_i \cdot \bar{R}_{ki} - \sum_{j,i} \bar{R}_j \cdot \sum_{l \geq j} m_{dl} \bar{J}_l = m_{di} R_{ki}^y - \sum_{j,i} \sum_{l \geq j} m_{dl} \bar{J}_l \cdot \bar{R}_j$, что с учётом обозначений (3) совпадает с

множителем при $\dot{\alpha}_i^2$ во второй сумме искомым УД (1). Из (1.24) имеем:

$$I_{ki} = I_i + \bar{m}_i \cdot \bar{R}_{ki} E - \bar{m}_i \bar{R}_{ki} + \sum_{j,i} (\bar{R}_j \cdot \bar{m}_j^c E - \bar{R}_j \bar{m}_j^c), \quad (4)$$

$$I_i = I_i^c + m_{oi} (r_i^2 E - \bar{r}_i \bar{r}_i) + \sum_{j,i} m_j (R_j^z E - \bar{R}_j \bar{R}_j), \quad (5)$$

где $\bar{r}_i = \bar{O}_i C_i$; C_i – ЦМ i -го звена; I_i^c – тензор инерции i -го звена относительно его ЦМ. В любом репере $\bar{m}_i \cdot \bar{R}_{ki} E = m_{di} \bar{I}_i \cdot \bar{R}_{ki} E = m_{di} R_{ki}^x E$, $\sum_{j,i} \bar{R}_j \cdot \bar{m}_j^c E = \sum_{j,i} \bar{R}_j \cdot \sum_{l \geq j} m_{dl} \bar{I}_l E = \sum_{j,i} \sum_{l \geq j} m_{dl} \bar{I}_l \cdot \bar{R}_j E =$
 $= \sum_{j,i} A_j^j E$. В репере $O_i \bar{I}_i \bar{J}_i \bar{k}$ i -го звена имеем $\bar{m}_i \bar{R}_{ki} = m_{di} \bar{I}_i \bar{R}_{ki} = m_{di} (1, 0, 0)^T (R_{ki}^x, R_{ki}^y, R_{ki}^z)$. В лю-

бом репере величина $\bar{k} \cdot I_{ki} \cdot \bar{k}$ является элементом 3-й строки 3-го столбца матрицы I_{ki} в этом репере. Обозначим этот элемент через I_{ki}^z . Используя правило формирования элементов диадного произведения двух векторов [3], получаем, что элемент 3-й строки 3-го столбца матрицы $\bar{m}_i \bar{R}_{ki}$ равен нулю. Аналогично равен нулю последний элемент матрицы $\bar{R}_j \bar{m}_j^c$. Таким образом, из (4) для элемента I_{ki}^z получим $I_{ki}^z = J_i + m_{di} R_{ki}^x + \sum_{j,i} A_j^j$, что совпадает с множителем при $\dot{\alpha}_i$ во

2-й сумме искомым УД. Здесь J_i – элемент 3-й строки 3-го столбца тензора I_i и согласно (5) это – момент инерции i -го ДТ относительно оси шарнира i -го звена. *Утверждение доказано.*

Если из геометрических соображений выражения для величин $R_{ji}^x, R_{ji}^y, A_m^k, B_m^k$ получают-ся быстро и выглядят компактно, то использование УД ШМ в виде (1) – (3) оправдано. Это относится к многозвенным ШМ с одной степенью подвижности. Но если ШМ древовидный и имеет несколько степеней свободы, то для вывода его УД по формулам (1) – (3) необходимо выполнить ряд математических операций, так как для вычисления величин $R_{ji}^x, R_{ji}^y, A_m^k, B_m^k$ требуется определённая аналитическая работа. В этом случае рекомендуется использовать:

Утверждение 2. Для выписывания УД ШМ можно использовать формулы:

$$\sum_i^{k-1} (A_{ki} \ddot{\alpha}_i + a_{ki} \dot{\alpha}_i^2) + \sum_{i \geq k} (B_{ik} \ddot{\alpha}_i + b_{ik} \dot{\alpha}_i^2) - G_{ok} - M_{rk} = M_k, \quad k=1, 2, \dots, N, \quad (6)$$

$$\text{где } G_{ok} = G_k + \sum_{j,k} G_{oj}, \quad k=N, N-1, \dots, 1; \quad (7)$$

$$A_{ki} = \sum_{j \geq k} J_{ji+1}^c; \quad a_{ki} = \sum_{j \geq k} J_{ji+1}^s; \quad B_{ik} = J_i + \sum_{j,k+1} J_{ij}^c + \sum_{j>i} J_{ji+1}^c; \quad b_{ik} = - \sum_{j,k+1} J_{ij}^s + \sum_{j>i} J_{ji+1}^s. \quad (8)$$

Доказательство. Из УД (1) с учетом обозначений $s_{ij} = \sin \alpha_{ij}$, $c_{ij} = \cos \alpha_{ij}$ следуют выражения для A_{ki} , a_{ki} формул (8). Действительно,

$$A_{ki} = A_{i+1}^k = \sum_{j \geq k} m_{dj} \bar{i}_j \cdot \bar{R}_{i+1} = \sum_{j \geq k} m_{dj} R_{i+1} \bar{e}_{i+1} \cdot \bar{i}_j = \sum_{j \geq k} J_{ji+1} \cos \alpha_{i+1,j} = \sum_{j \geq k} J_{ji+1} c_{i+1,j} = \sum_{j \geq k} J_{ji+1}^c;$$

$$a_{ki} = -B_{i+1}^k = -\sum_{j \geq k} m_{dj} \bar{j}_j \cdot \bar{R}_{i+1} = -\sum_{j \geq k} m_{dj} R_{i+1} \cos(\alpha_{i+1,j} + \pi/2) = \sum_{j \geq k} J_{ji+1} s_{i+1,j} = \sum_{j \geq k} J_{ji+1}^s.$$

Учитывая равенство $\bar{R}_{ki} = \sum_{j,k+1}^i \bar{R}_j$ и обозначения c_{ij}, s_{ij} , получаем:

$$\bar{R}_{ki} \cdot \bar{i}_i = \sum_{j,k+1}^i \bar{R}_j \cdot \bar{i}_i = \sum_{j,k+1}^i R_j \bar{e}_j \cdot \bar{i}_i = \sum_{j,k+1}^i R_j \cos \alpha_{ji} = \sum_{j,k+1}^i R_j c_{ji};$$

$$\bar{R}_{ki} \cdot \bar{j}_i = \sum_{j,k+1}^i \bar{R}_j \cdot \bar{j}_i = \sum_{j,k+1}^i R_j \cos(\alpha_{ji} + \pi/2) = -\sum_{j,k+1}^i R_j s_{ji}.$$

Учитывая равенство $\sum_{j,i} \sum_{p \geq j} a_{pj} = \sum_{j>i} a_{ji+1}$, получаем:

$$\sum_{j,i} \sum_{p \geq j} m_{dp} \bar{i}_p \cdot \bar{R}_j = \sum_{j,i} \sum_{p \geq j} R_j m_{dp} c_{jp} = \sum_{j,i} \sum_{p \geq j} J_{pj} c_{jp} = \sum_{j>i} J_{ji+1} c_{i+1,j} = \sum_{j>i} J_{ji+1}^c;$$

$$\sum_{j,i} \sum_{p \geq j} m_{dp} \bar{j}_p \cdot \bar{R}_j = \sum_{j,i} \sum_{p \geq j} J_{jp} \cos(\alpha_{jp} + \pi/2) = -\sum_{j,i} \sum_{p \geq j} J_{pj} s_{jp} = -\sum_{j>i} J_{ji+1} s_{i+1,j} = -\sum_{j>i} J_{ji+1}^s.$$

Следовательно, из (1) и (3) получим

$$B_{ik} = J_i + m_{di} \bar{R}_{ki} \cdot \bar{i}_i + \sum_{j,i} \sum_{p \geq j} m_{dp} \bar{i}_p \cdot \bar{R}_j = J_i + \sum_{j,k+1}^i m_{di} R_j c_{ji} + \sum_{j>i} J_{ji+1} c_{i+1,j};$$

$$b_{ik} = m_{di} \bar{R}_{ki} \cdot \bar{j}_i - \sum_{j,i} \sum_{p \geq j} m_{dp} \bar{j}_p \cdot \bar{R}_j = -\sum_{j,k+1}^i m_{di} R_j s_{ji} + \sum_{j>i} J_{ji+1}^s,$$

что с учетом введённых обозначений совпадает с искомыми формулами вычисления величин B_{ik} , b_{ik} .

Из первой суммы формулы (2) получим $G_{ok} = \sum_{i \geq k} m_{di} \bar{g} \cdot \bar{j}_i$. Учитывая тождество

$$D_k = \sum_{j \geq k} d_j = d_k + \sum_{j,k} \sum_{p \geq j} d_p = d_k + \sum_{j,k} D_j,$$

получаем $G_{ok} = m_{dk} \bar{g} \cdot \bar{j}_k + \sum_{j,k} G_{oj}$. Отсюда с учётом обозначения $G_k = m_{dk} \bar{g} \cdot \bar{j}_k$ получаем формулу (7). *Утверждение доказано.*

С целью эффективной алгоритмизации процесса выписывания УД ШМ и минимизации количества арифметических операций в формулах вычисления коэффициентов A_{ki} , a_{ki} , B_{ik} , b_{ik} рекомендуется использовать:

Утверждение 3. Коэффициенты УД ШМ (6) можно выписывать по следующим рекуррентным формулам:

$$A_{ki-1} = J_{ki}^c + \sum_{j,k} A_{ji-1}; \quad a_{ki-1} = J_{ki}^s + \sum_{j,k} a_{ji-1}; \quad (10)$$

$$B_{kk} = J_k + \sum_{j,k} A_{jk}; \quad b_{kk} = \sum_{j,k} a_{jk}; \quad (11)$$

$$B_{ki-1} = B_{ki} + J_{ki}^c; \quad b_{ki-1} = b_{ki} - J_{ki}^s. \quad (12)$$

Здесь для каждого k , изменяющегося от номера последнего звена ($k=N$) до номера первого звена ($k=1$) у формул (10) и (12), индекс i изменяется от значения $i=k$ вдоль несущей цепочки k -го звена до значения, при котором относительный декремент индекса i равен 1.

Расчет и конструирование

Доказательство. Из формулы (8) для A_{ki} с учетом тождества $D_k = \sum_{j \geq k} d_j = d_k + \sum_{j,k} D_j$ получим $A_{ki-1} = \sum_{j \geq k} J_{ji}^c = J_{ki}^c + \sum_{j,k} \sum_{p \geq j} J_{pi}^c = J_{ki}^c + \sum_{j,k} A_{ji-1}$, что и требовалось доказать. Аналогично доказывается рекуррентная формула выписывания коэффициентов a_{ki} . Из (8) для $i=k$ получим $b_{kk} = \sum_{j \geq k} J_{jk+1}^s$. Отсюда $b_{kk} = \sum_{i,k} \sum_{j \geq i} J_{ji}^s$. Из (8) $a_{ki} = \sum_{j \geq k} J_{ji}^s$. Следовательно, $b_{kk} = \sum_{i,k} a_{ii-1} = \sum_{i,k} a_{ik}$, что и требовалось доказать. Аналогично доказывается выражение для V_{kk} .

В заключение из (8) с учётом (11) получим

$$V_{ik} = V_{ii} + \sum_{j,k+1}^i J_{ij}^c = V_{ii} + \sum_{j,k+2}^i J_{ij}^c + J_{ik+1}^c = V_{ik+1} + J_{ik+1}^c; \quad V_{ik-1} = V_{ik} + J_{ik}^c, \quad V_{ki-1} = V_{ki} + J_{ki}^c.$$

Аналогично доказывается рекуррентная формула вычисления b_{ki} . *Утверждение доказано.*

3. УД ШМ в относительных угловых скоростях и ускорениях звеньев. В УД ШМ (1), (6) используются абсолютные угловые скорости и ускорения звеньев. Если в управляемом ШМ датчики состояния звеньев измеряют относительные углы поворота и скорости звеньев, то для решения задач управления, как правило, используются УД в относительных координатах. Для вывода УД конкретного ШМ в относительных угловых скоростях и ускорениях звеньев можно использовать

Утверждение 4. УД произвольного ШМ можно представить в виде

$$\sum_i^{k-1} [H_{ki} \ddot{q}_i + h_{ki} (\dot{q}_i^2 + 2\dot{q}_i \dot{\alpha}_{i-1})] + H_{kk} \ddot{q}_k + \sum_{i>k} [H_{ik} \ddot{q}_i - h_{ik} (\dot{q}_i^2 + 2\dot{q}_i \dot{\alpha}_{i-1})] - G_{ok} - M_{rk} = M_k, \quad (13)$$

где $k = 1, 2, \dots, N$ и элементы симметричной матрицы инерционных коэффициентов

$$H_{ki} = \sum_{j \geq k} [J_j + m_{dj} (R_{kj}^x + R_{ij}^x)], \quad (14)$$

элементы кососимметричной матрицы коэффициентов инерционных сил

$$h_{ki} = \sum_{j \geq k} m_{dj} (R_{kj}^y - R_{ij}^y), \quad h_{kk} = 0, \quad (15)$$

\dot{q}_i, \ddot{q}_i – скорость и ускорение вращения i -го звена относительно своей базы. В H_{ki}, h_{ki} индекс $i \in \{1, \dots, k\}$.

Доказательство. Абсолютные угловые скорость и ускорение i -го звена ШМ выражаются через относительные угловые скорости и ускорения несущих звеньев по формулам

$\dot{\alpha}_i = \sum_j^i \dot{q}_j, \quad \ddot{\alpha}_i = \sum_j^i \ddot{q}_j$. После элементарных преобразований получим

$$\dot{\alpha}_i^2 = \left(\sum_j^i \dot{q}_j \right)^2 = \sum_j^i \dot{q}_j^2 + 2 \sum_j^i \dot{q}_j \sum_m^{j-1} \dot{q}_m = \sum_j^i \dot{q}_j^2 + 2 \sum_j^i \dot{q}_j \dot{\alpha}_{j-1} = \sum_j^i \dot{q}_j (\dot{q}_j + 2\dot{\alpha}_{j-1}).$$

Используем обозначения

$$\dot{\alpha}_{qj} = \dot{q}_j (\dot{q}_j + 2\dot{\alpha}_{j-1}), \quad D_{ik} = J_i + m_{di} R_{ki}^x + \sum_{m,j} A_m^m, \quad E_{ik} = m_{di} R_{ki}^y - \sum_{m,j} B_m^m.$$

Тогда согласно утверждению 1 получим:

$$\begin{aligned} \sum_i^{k-1} (A_{i+1}^k \ddot{\alpha}_i - B_{i+1}^k \dot{\alpha}_i^2) &= \sum_i^{k-1} \left(A_{i+1}^k \sum_j^i \ddot{q}_j - B_{i+1}^k \sum_j^i \dot{\alpha}_{qj} \right) = \sum_j^{k-1} \left(\ddot{q}_j \sum_{i,j}^{k-1} A_{i+1}^k - \dot{\alpha}_{qj} \sum_{i,j}^{k-1} B_{i+1}^k \right); \\ \sum_{i \geq k} \left(J_i + m_{di} R_{ki}^x + \sum_{m,j} A_m^m \right) \ddot{\alpha}_i &= \sum_{i \geq k} D_{ik} \sum_j^i \ddot{q}_j = \sum_{i \geq k} D_{ik} \left(\sum_j^i \ddot{q}_j + \sum_{j,k}^i \ddot{q}_j \right) = \\ &= \sum_j^{k-1} \left(\sum_{i \geq k} D_{ik} \right) \ddot{q}_j + \sum_{i \geq k} D_{ik} \sum_{j,k}^i \ddot{q}_j = \sum_j^{k-1} \left(\sum_{i \geq k} D_{ik} \right) \ddot{q}_j + \sum_{j \geq k} \left(\sum_{i \geq j} D_{ik} \right) \ddot{q}_j; \end{aligned}$$

$$\sum_{i \geq k} E_{ik} \dot{\alpha}_i^2 = \sum_{i \geq k} E_{ik} \sum_j \dot{\alpha}_{qj} = \sum_j \left(\sum_{i \geq k} E_{ik} \right) \dot{\alpha}_{qj} + \sum_{j \geq k} \left(\sum_{i \geq k} E_{ik} \right) \dot{\alpha}_{qj}.$$

Здесь использованы известные формулы изменения порядка суммирования [1]:

$$\sum_i^{k-1} a_{i+1} \sum_j^i b_j = \sum_i^{k-1} b_j \sum_{i,j}^{k-1} a_{i+1}, \quad \sum_{i \geq k} a_i \sum_{j,k}^i b_j = \sum_{j \geq k} b_j \sum_{i \geq j} a_i.$$

Таким образом,

$$\sum_i^{k-1} (A_{i+1}^k \ddot{\alpha}_i - B_{i+1}^k \dot{\alpha}_i^2) + \sum_{i \geq k} (D_{ik} \ddot{\alpha}_i + E_{ik} \dot{\alpha}_i^2) = \sum_j^{k-1} \left[\ddot{q}_j \left(\sum_{i,j}^{k-1} A_{i+1}^k + \sum_{i \geq k} D_{ik} \right) + \dot{\alpha}_{qj} \left(\sum_{i \geq k} E_{ik} - \sum_{i,j}^{k-1} B_{i+1}^k \right) \right] + \sum_{j \geq k} \left(\ddot{q}_j \sum_{i \geq j} D_{ik} + \dot{\alpha}_{qj} \sum_{i \geq j} E_{ik} \right).$$

Введем обозначения $H_{jk} = \sum_{i \geq j} D_{ik}$, $h_{jk} = -\sum_{i \geq j} E_{ik}$. Используя известную формулу изменения

порядка суммирования $\sum_{i \geq j} \sum_{m,i} b_m \sum_{p \geq m} a_p = \sum_{p \geq j} a_p \sum_{m,j+1}^p b_m$ [4], учитывая равенство $\bar{R}_{jp} = \sum_{m,j+1}^p \bar{R}_m$ и обо-

значения (3), получаем $\sum_{i \geq j} \sum_{m,i} A_m^m = \sum_{i \geq j} \sum_{m,i} \sum_{p \geq m} m_{dp} \bar{i}_p \cdot \bar{R}_m = \sum_{p \geq j} m_{dp} \bar{i}_p \cdot \sum_{m,j+1}^p \bar{R}_m = \sum_{i \geq j} m_{di} \bar{i}_i \cdot \bar{R}_{ji}$;

$\sum_{i \geq j} \sum_{m,i} B_m^m = \sum_{i \geq j} \sum_{m,i} \sum_{p \geq m} m_{dp} \bar{j}_p \cdot \bar{R}_m = \sum_{i \geq j} m_{di} \bar{j}_i \cdot \bar{R}_{ji}$. Следовательно,

$$H_{jk} = \sum_{i \geq j} D_{ik} = \sum_{i \geq j} (J_i + m_{di} R_{ki}^x) + \sum_{i \geq j} \sum_{m,i} A_m^m = \sum_{i \geq j} [J_i + m_{di} (R_{ki}^x + R_{ji}^x)];$$

$$h_{jk} = -\sum_{i \geq j} E_{ik} = -\sum_{i \geq j} m_{di} R_{ki}^y + \sum_{i \geq j} \sum_{m,i} B_m^m = \sum_{i \geq j} m_{di} (R_{ji}^y - R_{ki}^y).$$

Далее имеем

$$\sum_{i,j}^{k-1} A_{i+1}^k = \sum_{i,j}^{k-1} \sum_{m \geq k} m_{dm} \bar{i}_m \cdot \bar{R}_{i+1} = \sum_{m \geq k} m_{dm} \bar{i}_m \cdot \sum_{i,j}^{k-1} \bar{R}_{i+1} = \sum_{m \geq k} m_{dm} \bar{i}_m \cdot \bar{R}_{jk} = \sum_{i \geq k} m_{di} \bar{i}_i \cdot \bar{R}_{jk}.$$

Для j -го и k -го звеньев из несущей цепочки i -го звена имеет место равенство $\bar{R}_{jk} = \bar{R}_{ji} - \bar{R}_{ki}$.

Следовательно, $\sum_{i,j}^{k-1} A_{i+1}^k = \sum_{i \geq k} m_{di} \bar{i}_i \cdot (\bar{R}_{ji} - \bar{R}_{ki}) = \sum_{i \geq k} m_{di} (R_{ji}^x - R_{ki}^x)$. Аналогично получим

$$\sum_{i,j}^{k-1} B_{i+1}^k = \sum_{i,j}^{k-1} \sum_{m \geq k} m_{dm} \bar{j}_m \cdot \bar{R}_{i+1} = \sum_{i \geq k} m_{di} (R_{ji}^y - R_{ki}^y).$$

Следовательно,

$$\sum_{i,j}^{k-1} A_{i+1}^k + \sum_{i \geq k} D_{ik} = \sum_{i \geq k} [m_{di} (R_{ji}^x - R_{ki}^x) + J_i + m_{di} (R_{ki}^x + R_{ki}^x)] = \sum_{i \geq k} [J_i + m_{di} (R_{ji}^y + R_{ki}^y)] = H_{kj},$$

$$-\sum_{i,j}^{k-1} B_{i+1}^k + \sum_{i \geq k} E_{ik} = \sum_{i \geq k} [m_{di} (R_{ki}^y - R_{ji}^y) + m_{di} (R_{ki}^y - R_{ki}^y)] = h_{kj}.$$

Отсюда получим искомые выражения (13)–(15). *Утверждение доказано.*

Если все ветви ШМ открыты и содержат более 2 звеньев, то для выписывания H_{ki} , h_{ki} рекомендуется использовать:

Утверждение 5. Величины H_{ki} и h_{ki} можно выписывать по следующим формулам:

$$H_{ki} = \sum_{j \geq k} \left(J_j + \sum_{m,i+1}^k J_{jm}^c + 2 \sum_{m,k+1}^j J_{jm}^c \right), \quad h_{ki} = \sum_{j \geq k} \sum_{m,i+1}^k J_{jm}^s, \quad h_{kk} = 0. \quad (16)$$

Расчет и конструирование

Доказательство. По определению $R_{ij}^y = \bar{R}_{ij} \cdot \bar{j}_j$. Тогда из (15) с учетом равенства

$$\bar{R}_{ij} = \bar{R}_{ik} \cdot \bar{R}_{kj} \text{ получим } h_{ki} = \sum_{j \geq k} m_{dj} (\bar{R}_{kj} \cdot \bar{j}_j - \bar{R}_{ij} \cdot \bar{j}_j) = - \sum_{j \geq k} m_{dj} \bar{R}_{ik} \cdot \bar{j}_j. \text{ Далее имеем}$$

$$\bar{R}_{ik} \cdot \bar{j}_j = \sum_{m,i+1}^k \bar{R}_m \cdot \bar{j}_j = \sum_{m,i+1}^k R_m \bar{e}_m \cdot \bar{j}_j = \sum_{m,i+1}^k R_m \cos(\alpha_{mj} + \pi/2) = - \sum_{m,i+1}^k R_m \sin \alpha_{mj}.$$

Отсюда $h_{ki} = \sum_{j \geq k} m_{dj} \sum_{m,i+1}^k R_m \sin \alpha_{mj} = \sum_{m,i+1}^k \sum_{j \geq k} J_{jm}^s$, что и требовалось доказать. Аналогично из (14)

получим $H_{ki} = \sum_{j \geq k} [J_j + m_{dj} (\bar{R}_{kj} \cdot \bar{i}_j + \bar{R}_{ij} \cdot \bar{i}_j)] = \sum_{j \geq k} J_j + \sum_{j \geq k} m_{dj} (\bar{R}_{ik} \cdot \bar{i}_j + 2\bar{R}_{kj} \cdot \bar{i}_j)$. Далее имеем

$$\bar{R}_{ik} \cdot \bar{i}_j = \sum_{m,i+1}^k R_m \bar{e}_m \cdot \bar{i}_j = \sum_{m,i+1}^k R_m \cos \alpha_{mj}, \quad \bar{R}_{kj} \cdot \bar{i}_j = \sum_{m,k+1}^j R_m \bar{e}_m \cdot \bar{i}_j = \sum_{m,k+1}^j R_m \cos \alpha_{mj}. \text{ Следовательно,}$$

$$H_{ki} = \sum_{j \geq k} J_j + \sum_{j \geq k} m_{dj} \left(\sum_{m,i+1}^k R_m \cos \alpha_{mj} + 2 \sum_{m,k+1}^j R_m \cos \alpha_{mj} \right). \text{ Учитывая введённые обозначения, полу-}$$

чим искомую формулу вычисления H_{ki} . *Утверждение доказано.*

С целью эффективной алгоритмизации процесса выписывания коэффициентов H_{ki} , h_{ki} рекомендуем использовать:

Утверждение 6. H_{ki} и h_{ki} можно выписывать по следующим рекуррентным формулам:

$$H_{kk} = J_k + \sum_{j,k} (H_{jj} + 2A_{jk}), \quad k=N, N-1, \dots, 1; \quad (17)$$

$$H_{ki-1} = H_{ki} + A_{ki-1}, \quad h_{ki-1} = h_{ki} + a_{ki-1}, \quad i=k, k-1, \dots, 2. \quad (18)$$

Доказательство. Используя введенные обозначения из (16) для $i=k$, получим

$$H_{kk} = \sum_{j \geq k} \left(J_j + 2 \sum_{m,k+1}^j J_{jm}^c \right). \quad (19)$$

Учитывая равенство $\sum_{j>k} b_j = \sum_{i,k} \sum_{j \geq i} b_j$ и следующее из него равенство $\sum_{j>k} \sum_{m,k+1}^j a_m = \sum_{j>k} \sum_{m,k+1}^j a_m =$

$$= \sum_{i,k} \sum_{j \geq i} \sum_{m,i}^j a_m, \text{ из (19) получаем } H_{kk} = J_k + \sum_{j>k} \left(J_j + 2 \sum_{m,k+1}^j J_{jm}^c \right) = J_k + \sum_{i,k} \sum_{j \geq k} \left(J_j + 2 \sum_{m,j}^j J_{jm}^c \right) =$$

$$= J_k + \sum_{i,k} \sum_{j \geq k} \left(J_j + 2 \sum_{m,i+1}^j J_{jm}^c + 2J_{ji}^c \right) = J_k + 2 \sum_{i,k} \sum_{j \geq i} J_{ji}^c + \sum_{i,k} \sum_{j \geq i} \left(J_j + 2 \sum_{m,i+1}^j J_{jm}^c \right) =$$

$$= J_k + 2 \sum_{i,k} \sum_{j \geq i} J_{ji}^c + \sum_{i,k} H_{ii} = J_k + 2 \sum_{i,k} A_{ii-1} + \sum_{i,k} H_{ii} = J_k + 2 \sum_{i,k} A_{ik} + \sum_{i,k} H_{ii}, \text{ что и требовалось полу-}$$

чить для рекуррентного представления формулы вычисления величины H_{kk} .

Из (16) с использованием введенных обозначений получим

$$h_{ki} = \sum_{j \geq k} \sum_{m,i+1}^k J_{jm}^s = \sum_{j \geq k} \left(J_{ji+1}^s + \sum_{m,i+2}^k J_{jm}^s \right) = \sum_{j \geq k} J_{ji+1}^s + \sum_{j \geq k} \sum_{m,i+2}^k J_{jm}^s = \sum_{j \geq k} J_{ji+1}^s + h_{ki+1} = a_{ki} + h_{ki+1}.$$

Если теперь в формуле $h_{ki} = a_{ki} + h_{ki+1}$ выполнить декремент индекса i , то получим искомую формулу (18).

Из (16) с использованием введенных обозначений получим

$$H_{ki} = \sum_{j \geq k} \left(J_j + 2 \sum_{m,k+1}^j J_{jm}^c + \sum_{m,i+1}^k J_{jm}^c \right) = \sum_{j \geq k} \left(J_j + 2 \sum_{m,k+1}^j J_{jm}^c + \sum_{m,i+2}^k J_{jm}^c + J_{ji+1}^c \right) =$$

$$= H_{k,i+1} + \sum_{j,i+1} J_{j,i+1}^c = H_{k,i+1} + A_{ki}.$$

После декремента индекса i получим искомую формулу (18). *Утверждение доказано.*

4. Векторно-матричный вид РУД ШМ. Любое представление УД ШМ можно записать в векторно-матричном виде. РУД ШМ не являются исключением.

Утверждение 7. РУД ШМ имеют следующую векторно-матричную запись:

$$H \cdot \ddot{\alpha} + h \cdot \dot{\alpha}^2 - G - M_r = S \cdot M, \quad (20)$$

где использованы квадратные $N \times N$ матрицы H , h , S и вектор-столбцы $\ddot{\alpha} = (\ddot{\alpha}_1, \ddot{\alpha}_2, \dots, \ddot{\alpha}_N)^T$, $\dot{\alpha}^2 = (\dot{\alpha}_1^2, \dot{\alpha}_2^2, \dots, \dot{\alpha}_N^2)^T$, $G = (G_1, G_2, \dots, G_N)^T$, $M_r = (M_{r1}, M_{r2}, \dots, M_{rN})^T$, $M = (M_1, M_2, \dots, M_N)^T$, N – общее количество звеньев ШМ. Диагональные ($i=k$) и поддиагональные ($i < k$) элементы H_{ki} симметричной положительно-определённой матрицы инерционных коэффициентов $H = \{H_{ki}\}_{N \times N}$ вычисляются по формуле

$$H_{ki} = \begin{cases} J_k & \text{– если } i = k, \\ 0 & \text{– если } i < k \text{ и } i \notin \{1, \dots, k\}, \\ m_k d_k R_{i+1} \cos(\bar{e}_{i+1}, \bar{i}_k) & \text{– если } i < k \text{ и } i \in \{1, \dots, k\}. \end{cases} \quad (21)$$

Поддиагональные ($i < k$) элементы h_{ki} кососимметричной матрицы коэффициентов инерционных сил $h = \{h_{ki}\}_{N \times N}$ вычисляются по формуле

$$h_{ki} = \begin{cases} 0 & \text{– если } i \notin \{1, \dots, k\}, \\ m_k d_k R_{i+1} \sin(\bar{e}_{i+1}, \bar{i}_k) & \text{– если } i \in \{1, \dots, k\}. \end{cases} \quad (22)$$

В (21), (22) индекс $i+1$ равен номеру звена следующего за i -м звеном на пути к k -му звену. Элементы S_{ki} верхней $i \geq k$ треугольной матрицы распределения моментов движущих сил приводов $S = \{S_{ki}\}_{N \times N}$ вычисляются по формуле

$$S_{ki} = \begin{cases} 1 & \text{– если } i = k, \\ 0 & \text{– если } i > k \text{ и } k \neq i-1 \\ -1 & \text{– если } i > k \text{ и } k = i-1. \end{cases} \quad (23)$$

В (23) индекс $i-1$ равен номеру базы i -го звена.

Доказательство. Из [1] или введения настоящей статьи следует, что для выписывания УД ШМ можно использовать следующий алгоритм:

1. В качестве первого по порядку выбрать одно из звеньев, образующих шарнир с опорой (стойкой, землёй).

2. Все звенья последовательно занумеровать числами 2, 3, ..., N. Рекомендуется применять подсистемную нумерацию звеньев [4].

3. Мысленно разорвать шарниры между опорой и звеньями (кроме шарнира между опорой и первым звеном) так, чтобы от любого звена до опоры существовал единственный путь, проходящий через звенья и их шарниры. Разорванные шарниры заменить силами реакции \bar{F}_i отброшенных связей, где i – номер звена, образующего с опорой разорванную связь.

4. Последовательно для $k = 1, 2, \dots, N$ составить систему нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка, раскрыв суммы в следующем выражении:

$$\sum_i^{k-1} (J_{ki+1}^c \ddot{\alpha}_i + J_{ki+1}^s \dot{\alpha}_i^2) + J_k \ddot{\alpha}_k + \sum_{j,k} \sum_{i \geq j} (J_{ij}^c \ddot{\alpha}_i - J_{ij}^s \dot{\alpha}_i^2) - G_k - M_{rk} = M_k - \sum_{i,k} M_i. \quad (24)$$

Здесь M_{rk} – момент силы, действующий на k -е звено и обусловленный (вызванный) силами реакции отброшенных связей и/или изоляции ШМ от воздействия внешней среды,

$$M_{rk} = M_{ok} + L_k \bar{k} \cdot \bar{p}_k \times \bar{F}_{rk} + \sum_{i,k} R_i \bar{k} \cdot \bar{e}_i \times \sum_{j \geq i} \bar{F}_{ij}, \quad (25)$$

где \bar{k} – единичный вектор нормали к плоскости движения; \bar{F}_{rk} – сила реакции, приложенная

Расчет и конструирование

к k -му звену (если k -е звено не замкнуто на опору, то $\bar{F}_{rk} = 0$); L_k – расстояние от оси вращения k -го звена до точки приложения силы \bar{F}_{rk} ; $M_{ок}$ – момент силы относительно оси $O_k \bar{k}$, обусловленный воздействием опоры на k -е звено; \bar{p}_k – орт, направленный из точки O_k в точку приложения силы \bar{F}_{rk} . Остальные величины формулы (24) описаны во введении.

Из (24) видно, что в k -м РУД множителем при $\ddot{\alpha}_k$ является число J_k , т.е. в матричном представлении РУД в матрице коэффициентов при угловых ускорениях на главной диагонали располагаются величины J_1, J_2, \dots, J_N , что соответствует формуле (21). По определению индекс суммирования i в сумме $\sum_i^{k-1} a_i$ перебирает номера звеньев из несущей цепочки k -го звена, т.е. $i \in \{1 \dots k\}$.

Следовательно, при $i \notin \{1, \dots, k\}$ слагаемое $H_{ki} \ddot{\alpha}_i$ в k -м РУД отсутствует, т.е. $H_{ki} = 0$ при $i < k$ и $i \notin \{1, \dots, k\}$. При $i \in \{1, \dots, k\}$ имеем $H_{ki} \ddot{\alpha}_i = J_{ki+1}^c \ddot{\alpha}_i$. Учитывая формулу вычисления величины J_{ki+1}^c , получаем $H_{ki} = m_k d_k R_{i+1} \cos(\bar{e}_{i+1}, \bar{i}_k)$ при $i < k$ и $i \in \{1, \dots, k\}$, что соответствует доказываемой формуле (21). Матрица коэффициентов при ускорениях в РУД механической системы является матрицей коэффициентов квадратичной формы кинетической энергии T этой системы, т.е. $T = \ddot{\alpha}^T N \ddot{\alpha}$, где N – симметричная и положительно-определённая матрица [3].

Аналогично доказывается формула (22) вычисления коэффициентов матрицы h . Её косо-симметричность следует из формулы (24). Формула (23) формирования элементов матрицы S следует из правой части РУД (24) и определения знака суммирования $\sum_{i,k}$. *Утверждение до-*

казано.

Заключение. Полученные представления УД ШИМ и предложенные рекомендации по их использованию позволяют упростить процессы вывода УД для конкретных ШИМ. Рекуррентные формулы вычисления коэффициентов УД позволяют эффективно выписывать УД конкретных ШИМ, а также автоматизировать этот процесс.

Литература

1. Телегин, А.И. Общий и частные виды уравнений динамики систем абсолютно твёрдых тел / А.И. Телегин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2007. – Вып. 9. – №11(83). – С. 3–13.
2. Телегин, А.И. Новые формулы для динамического силового анализа плоских рычажных механизмов / А.И. Телегин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2007. – Вып. 10. – №25(97). – С. 3–11.
3. Лурье, А.И. Аналитическая механика / А.И. Лурье. – М.: Физматгиз, 1961. – 824 с.
4. Телегин, А.И. Уравнения математических моделей механических систем: учеб. пособие / А.И. Телегин. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 1999. – 181 с.

Поступила в редакцию 31 мая 2010 г.

Телегин Александр Иванович. Доктор физико-математических наук, профессор, декан электротехнического факультета, заведующий кафедрой «Системы управления и математическое моделирование», Южно-Уральский государственный университет (филиал в г. Миассе). Область научных интересов – математическое моделирование управляемых систем. Тел.: (3513) 53-22-16.

Alexander I. Telegin. The doctor of physical-mathematical science, professor, the dean of the Electro-technical faculty of the Miass branch of the South Ural State University, the head of «Control system and mathematical modeling» department. The area of scientific interests – mathematical modeling of the controllable systems. Tel.: (3513) 53-22-16.

Кайгородцев Максим Игоревич. Аспирант кафедры «Системы управления и математическое моделирование», Южно-Уральский государственный университет. Область научных интересов – имитационное моделирование систем и процессов.

Maxim I. Kaygorodtsev. The postgraduate student of «Control system and mathematical modeling» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – simulation modeling of the systems and processes.

ВОЗНИКНОВЕНИЕ ПЕРЕМЕННОЙ (ИЗМЕНЯЕМОЙ) СТРУКТУРЫ И ОБЛАСТИ ОСОБЫХ ПОЛОЖЕНИЙ МЕХАНИЗМА С УЧЁТОМ ЗАЗОРОВ И ВЫРОЖДЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР

В.И. Пожбелко

GENERATION VARIABLE (CHANGEABLE) STRUCTURE AND DISTRICT PARTICULAR CONFIGURATIONS OF THE MECHANISM WITH CHINKS AND DEGENERATION OF THE KINEMATIC PAIRS

V.I. Pozhbelko

Рассмотрена расчётная схема учёта зазоров и образования области особых положений в реальных механизмах и выявлена внутрицикловая переменность их структуры в результате вокального вырождения и восстановления их кинематических пар. Предложены обобщённые критерии существования в механизме области особых положений и на основании предлагаемой теоремы об образовании области особых положений исследованы размеры этой области в механизмах с зазорами в кинематических парах.

Ключевые слова: переменная структура механизма с зазорами, вырождение кинематических пар, критерий области особых положений механизма.

The paper presents modeling of real mechanisms with chinks and districts of particular configurations of mechanism as a result of degeneration kinematic pairs. Suggested theorem and generalized structural, metrical and analytical criterions of district particular configurations of the pin joints mechanisms.

Keywords: variable mechanisms, generation changeable structure, district particular configurations.

Традиционно в общей теории механизмов и механике машин (ТМ и ММ) для упрощения решаемых задач рассматриваются *идеализированные* механизмы без зазоров в кинематических парах [1–12]. Применительно, например, к вращательным кинематическим парам это означает, что диаметр отверстия абсолютно равен диаметру плотно установленного в него (без какого-либо зазора) вала, в результате чего разные понятия «шарнир» и «кинематическая пара» оказываются тождественными.

Такое идеализированное рассмотрение механизмов без учёта зазоров вполне допустимо для анализа [2, 3] *неособых* (регулярных) положений, тогда как анализ *особых* (сингулярных) положений механизмов и точный учёт при этом области существования кинематических пар и возникающей переменности их структуры требует перехода к моделям реальных механизмов с зазорами в кинематических парах.

Под *особым положением механизма* понимается [1] расположение звеньев механизма, при котором происходит изменение его структуры (переменность структуры), заключающееся либо в появлении неуправляемой подвижности (нарушается определённость движения), либо в исчезновении некоторых степеней свободы (возникают «мёртвые точки»). За критерий особого положения в механизмах без зазоров обычно принимается нулевое значение определителя матрицы Якоби [8, 9] выявляющее только один частный случай нулевого особого положения (возникающего при расположении кинематических пар цепи на одной прямой).

Установлено [3, с. 90], что в любом неособом (регулярном) положении система линейных уравнений геометрического анализа механизма имеет единственное решение, а в особых положениях – эта система уравнений не имеет решения, что указывает на неопределённость движения выходных звеньев механизма.

В данной работе будет рассмотрен случай возникновения особых положений, при которых происходит увеличение числа степеней свободы механической системы, и проанализированы

Расчет и конструирование

причины возникновения переменности (изменяемости) структуры механической системы при переходе механизмов с зазорами через особые положения.

В одних случаях особые положения являются вредными – например, в параллелограммных шарнирных механизмах в особых положениях возникает неопределённость движения ведомых звеньев, а в технологическом оборудовании с параллельными приводами координатного перемещения рабочего органа [7] в особых положениях полностью теряется управляемость и резко снижается жёсткость привода [8, 9].

В других случаях особые положения являются полезными и даже необходимыми – примеры эффективного использования особых положений в технологических машинах с механизмами переменной структуры приведены в монографиях [5, 6].

В данной статье для реальных механизмов с учётом зазоров в кинематических парах будет показано влияние взаиморасположения звеньев кинематической цепи на угловой размер γ возникающей области особых положений механизма, выведена формула расчёта обобщённого критерия этих положений $\gamma \geq 0$, рассмотрена возникающая в пределах особых положений переменность структуры механической системы и предложена теорема об образовании области особых положений в механических системах с зазорами в кинематических парах.

Визуализация зазоров и возникновение области особых положений в реальных механизмах

В реальных механизмах для вращения вала в отверстии должна быть его подвижная посадка с неизбежными зазорами, величина которых ещё и возрастает по мере износа трущихся деталей в процессе их эксплуатации под нагрузкой.

Предложенное в работе [11] для реальных механизмов определение кинематической пары – «кинематическая пара – это подвижное соединение двух звеньев, накладывающее условия связи, ограничивающие относительное перемещение звеньев» – наиболее полно отражает двойственный характер подвижного соединения звеньев как сочетание её подвижности $H = 1 \dots 5$ с числом одновременно накладываемых ей ограничений $S = 1 \dots 5$ из общего условия $S + H = 6$.

Используем данное определение для рассмотрения тождественности понятий «шарнир» и «кинематическая пара» и отметим, что применяемые для формализации строения механической системы [11] термины «шарнир» и «кинематическая пара» для реальных механизмов с зазорами являются разными понятиями:

а) *шарнир* – это конструктивное выполнение подвижного (вращательного) соединения «звено – отверстие» (может быть, простой [11], совмещённый [12], цилиндрический, сферический [1]);

б) *кинематическая пара* – это подвижное соединение двух звеньев, накладывающее условия связи, ограничивающие относительное перемещение звеньев.

Сопоставление указанных понятий означает, что именно в особых положениях кинематической цепи в шарнире происходит выпадение условий связи (шарнир перестаёт накладывать ограничения, т. е. вырождается как кинематическая пара), что и приводит к увеличению в этих положениях числа степеней свободы механической системы (W). Тогда с учётом зазоров в реальных механизмах это локальное вырождение кинематической пары должно привести к образованию целой области особых положений $\gamma \geq 0$ (а не только одного из них при нулевом якобиане).

Таким образом, в данной работе предлагается новая трактовка понятия «переменность (изменяемость) строения механизма», связывая эту локальную переменность с прекращением существования в особых положениях кинематических пар шарнирно-сочленённой цепи (т. е. с внутрицикловым вырождением кинематической пары в пределах угла γ , возникающей в реальных механизмах с зазорами области особых положений).

На рис. 1 представлена визуализация зазоров шарнирно-сочленённой цепи реальных механизмов, где через $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3$ обозначим суммарный зазор во всех кинематических парах цепи, приводящий к образованию области возникающих особых положений в пределах угла γ внутрициклового вырождения кинематической пары A (с последующим её восстановлением в пределах угла $\varphi = 2\pi - \gamma$).

На расчётных схемах областей особых положений в пределах угла γ обозначено (см. рис. 1): O_1O_2 – внешние кинематические пары цепи; A – шарнирная контактная точка взаимодействующих звеньев цепи; пунктирными прямыми обозначены границы существования кинематической пары в пределах угла $\varphi = 2\pi - \gamma$.

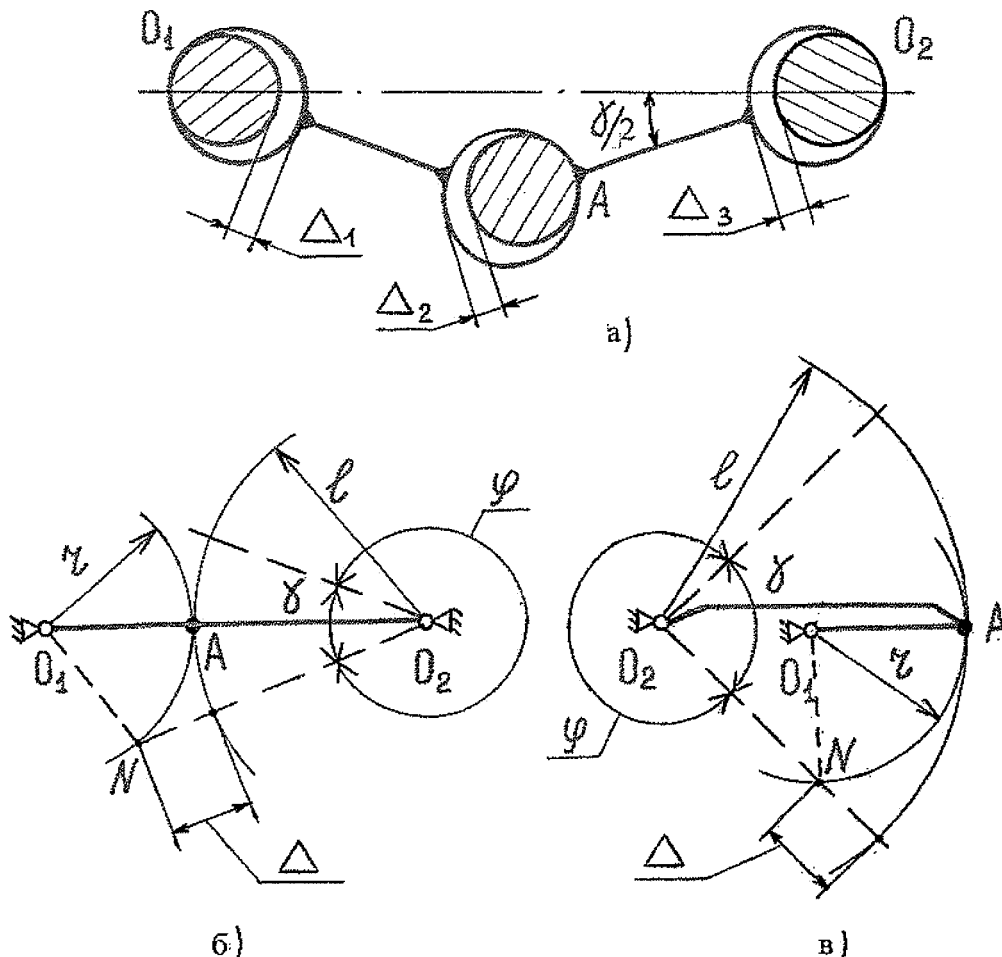


Рис. 1. Визуализация зазоров (а) и расчётные схемы областей особых положений в шарнирно-сочленённой кинематической цепи I типа (б) и II типа (в)

Критерии образования области особых положений механизмах с зазорами

Предлагаемые различные виды критериев образования в механизмах с зазорами области особых положений можно разделить на структурные, метрические и математические.

1. *Структурный критерий* – обусловлен внутрицикловым локальным вырождением кинематических пар – в пределах угла γ области особых положений механизма.

В результате этой перестройки механической системы возникает два типа геометрической структуры механизмов с областями особых положений (см. рис. 1), отличающихся расположением внешних шарниров O_1O_2 : по разные стороны (I тип) или по одну сторону (II тип) от точки A контакта звеньев.

2. *Метрический критерий* – заключается в выполнении определённого соотношения длин звеньев механизма, при котором возникает внутрицикловое вырождение кинематических пар (в пределах угла γ области особых положений).

Применительно, например, к четырёхзвенным шарнирным механизмам метрический критерий представляет собой следующую систему уравнений из трёх граничных равенств, согласно которым сумма длин двух любых звеньев (смежных или противоположных) должна быть равна сумме длин двух других звеньев (предельные механизмы по правилу Грасгофа [2]):

Расчет и конструирование

$$1 + L_1 = L_2 + L_3; \quad (1)$$

$$1 + L_2 = L_1 + L_3; \quad (2)$$

$$1 + L_3 = L_1 + L_2, \quad (3)$$

где L_1, L_2, L_3 – безразмерные длины подвижных звеньев 1, 2 и 3 шарнирного четырёхзвенника на рис. 2, полученные делением их длин (l_1, l_2, l_3) на длину стойки (l_0):

$$L_1 = \frac{l_1}{l_0}; L_2 = \frac{l_2}{l_0}, L_3 = \frac{l_3}{l_0}. \quad (4)$$

Зависимости (1), (2) и (3) представляют собой граничные прямые I, II, III (рис. 2), построенные в координатах $L_2 - L_3$ при $L_1 = \text{const}$. Расположение точек отображения метрических параметров L_2, L_3 (длин звеньев кинематической цепи) на каждой из этих прямых I, II, III отвечает выполнению одного или сразу нескольких равенств (1), (2), (3) и приводит к образованию в реальном механизме с зазорами одной (кроме точек 1, 2, 3), двух (точки 1 и 2 пересечения только двух прямых) или трёх (общая точка 3 пересечения всех трёх прямых) областей особых положений в пределах угла γ (см. рис. 1).

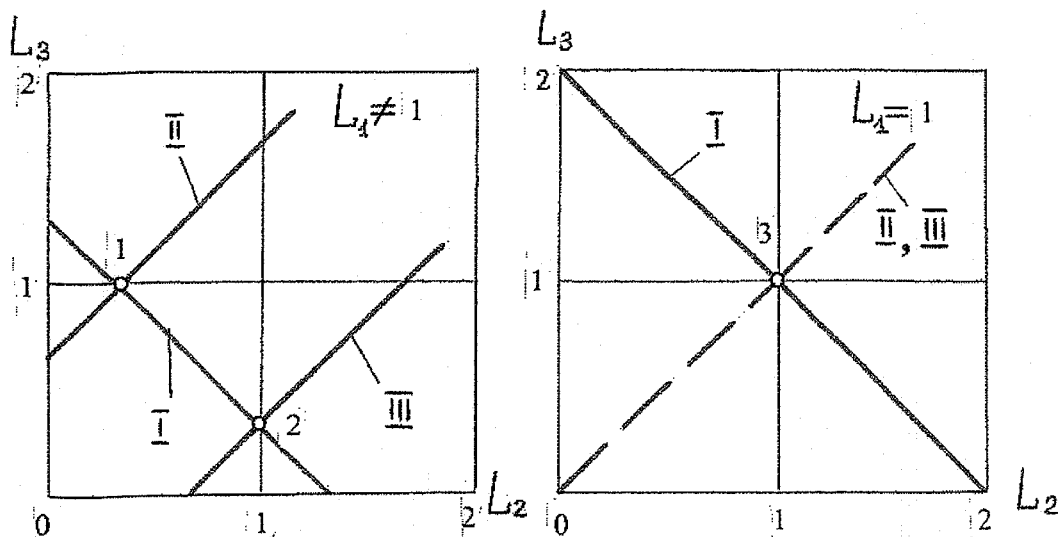


Рис. 2. Диаграммы относительных метрических параметров шарнирных механизмов с областями особых положений

3. *Математический критерий* – устанавливает аналитическую взаимосвязь между размером γ возникающей области особых положений при разных длинах звеньев цепи и зазорах и может быть определён из геометрического анализа треугольника O_1O_2N с известными длинами всех сторон (см. рис. 1) в следующем общем размерном виде:

$$\gamma = 2 \left\{ \arccos \left[\frac{(l \pm r)^2 + (l \pm \Delta)^2 - r^2}{2(l \pm r)(l \pm \Delta)} \right] \right\} \geq 0, \quad (5)$$

или безразмерном виде:

$$\gamma = 2 \left\{ \arccos \left[\frac{(1 \pm 2\lambda)^2 + (1 \pm \delta)^2}{2(1 \pm \lambda)(1 \pm \delta)} \right] \right\} \geq 0, \quad (6)$$

содержащем безразмерные параметры, определяющие соотношение длин звеньев (λ) и относительный суммарный зазор (δ) во всех кинематических парах цепи:

$$\lambda = \frac{r}{l}; \quad \delta = \frac{\Delta}{l}. \quad (7)$$

В выражениях (5) и (6) знак «плюс» относится к структуре I типа (сплошные кривые на рис. 3), а знак «минус» относится к структуре II типа (пунктирные линии на рис. 3). Сводный график образующихся в механизмах с зазорами I и II типа (см. рис. 1, б и в) областей особых положений, построенный по зависимости (6), представлен на рис. 3 и указывает необходимые конструктивные пути создания механизмов как с уменьшенной, так и, наоборот, с увеличенной областью особых положений.

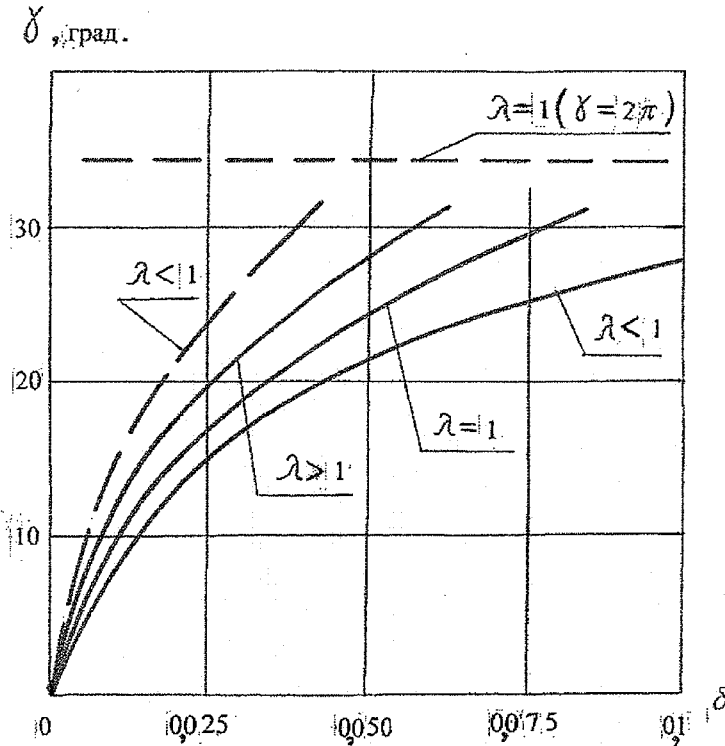


Рис. 3. Графики изменения размера области особых положений: — I тип; - - II тип

Из анализа графика на рис. 3 следует, что возникающая в реальных механизмах с зазорами область особых положений с увеличенным числом степеней свободы может иметь различные размеры (угол γ), а именно:

а) уменьшается в геометрической структуре I типа или увеличивается в геометрической структуре II типа;

б) увеличивается с увеличением отношения длин взаимодействующих звеньев (λ) и зазоров (δ) и в структуре второго II типа при $\lambda = 1$ достигает максимума $\gamma_{\max} = 2\pi$, который не зависит от величины зазоров в кинематических парах цепи.

Примеры переменной структуры различных механических систем в результате локального вырождения кинематических пар в пределах областей особых положений (на схемах такие пары обозначены сплошным кружком) приведены на рис. 4.

Расчёт числа степеней свободы механической системы (W) в примерах на рис. 4, выполненный по известной структурной формуле Чебышева [2], показывает, что из-за рассмотренного вырождения (выпадения условий связи) кинематических пар во всей области особых положений γ происходит уменьшение числа кинематических пар цепи, что и является основной причиной увеличения W (т. е. изменяемости структуры системы) при прохождении через область $\gamma \geq 0$ (при отсутствии или неучёте зазоров в механизмах эта область уменьшается до одного нулевого особого положения).

В приведенных на рис. 4 примерах показано, что группы Ассур (см. рис. 4, а, в) могут стать механизмами из-за вырождения кинематической пары в шарнире А в особом положении, возникающем при специально подобранном соотношении длин звеньев $O_1O_2 = O_1A + AB$ (см. рис. 4, б) или при пересечении в одной точке О всех поводков в трёхповодковой группе (см. рис. 4, г).

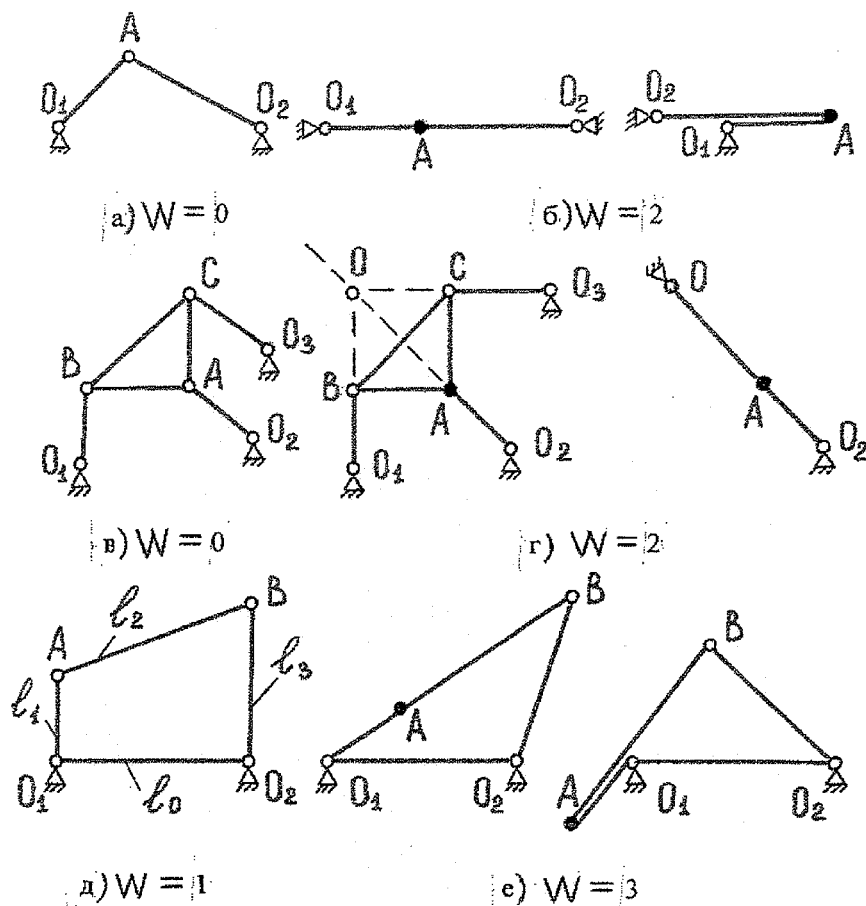


Рис. 4. Примеры изменения структуры цепи в результате локального вырождения кинематических пар (обозначены сплошным кружком) в пределах областей особых положений

В другом случае одноподвижный механизм (см. рис. 4, д) в крайних положениях (см. рис. 4 е) из-за выпадения в шарнире А условий связи в пределах возникающей области особых положений γ превращается в многоподвижный механизм, т. е. автоматически происходит внутрицикловое изменение его структуры: число кинематических пар в процессе движения звеньев становится равным то четырём (шарниры O_1, A, B, O_2), то трём (шарниры O_1, B, O_2 на рис 4, е).

Примечание. При выполнении четырёхзвенного механизма (см. рис. 4, д) в виде параллелограмма (точки 1 и 2 на графике рис. 2) из-за возможного расположения всех шарниров (O_1, A, B, O_2) на одной прямой будет происходить в области γ выпадение условий связи сразу в двух шарнирах (А и В) – в результате этого общее число кинематических пар будет уменьшаться до двух (O_1, O_2), а степень подвижности (по формуле Чебышева) ещё больше увеличится в особых положениях (см. рис. 4, е).

Заключение

1. Выведенный математический критерий возникновения области особых положений вида (6)

$$\gamma = 2 \left\{ \arccos \left[\frac{(1 \pm 2\lambda)^2 + (1 \pm \delta)^2}{2(1 \pm \lambda)(1 \pm \delta)} \right] \right\} \geq 0$$

является более полным по сравнению с другим признаком – нулевое значение якобиана [8, 9] отражает только один частный случай ($\gamma = 0$) расположения кинематических пар цепи на одной прямой.

Применительно к семейству шарнирных механизмов геометрическая интерпретация критерия (6) представляет собой диаграмму изменения относительных длин звеньев, в координатах

которой в данных механизмах может возникать одна, две или три (механизм шарнирного квадрата) области особых положений – по числу реализуемых граничных условий (1), (2), (3).

2. На основании предлагаемого математического критерия возникновения области особых положений механизма (6) вида $\gamma \geq 0$ и отвечающей ему диаграммы метрических параметров (см. рис. 3) можно сформулировать следующую теорему об образовании области особых положений в механических системах с зазорами в кинематических парах.

Теорема. В механических системах с зазорами в кинематических парах вследствие локального вырождения кинематических пар возникает область особых положений с увеличенным числом степеней свободы механизма, размер γ которой зависит от взаимного расположения звеньев и кинематических пар и увеличивается с увеличением величины зазоров и соотношения длин взаимодействующих звеньев.

Следствие 1. Расположение в шарнирно-сочленённых цепях внешних кинематических пар по разные стороны от точки контакта взаимодействующих звеньев приводит к уменьшению области особых положений по сравнению с расположением этих пар по одну сторону от точки контакта.

Следствие 2. С уменьшением расстояния между внешними шарнирами двухзвенной кинематической цепи до нуля возникающая область особых положений увеличивается до предела $\gamma_{\max} = 2\pi$, а кинематическая цепь превращается в кривошипный механизм.

3. Рассматриваемый в данной статье расширенный принцип переменности (изменения) структуры механической системы связан с внутрицикловым локальным вырождением кинематических пар (в пределах угла γ области особых положений) и последующим их восстановлением (в пределах угла $\varphi = 2\pi - \gamma$) без изменения внутри цикла числа звеньев цепи.

Примечание. Предельный случай нулевого критерия $\gamma = 0$ не реализуется в практике машиностроения, так как соответствует только теоретически безззорным и безыносным подвижным соединениям механизмов (когда область особых положений вырождается в отдельную линию – аналогично нулевому значению определителя матрицы Якоби [8, 9]).

4. В связи с обнаруженным в пределах угла γ области особых положений внутрицикловым вырождением кинематических пар и периодическим из-за этого в крайних положениях увеличением числа степеней свободы механизма, все подобные многозвенные механизмы (с крайними положениями) следует рассматривать как имеющие переменную (изменяемую) структуру.

На основании вышеизложенного механические системы с автоматически происходящими внутри цикла (при переходе через область особых положений) локальными структурными изменениями (вырождение и восстановление кинематических пар) целесообразно выделить в отдельный класс: «механизмы с локально переменной структурой» (в отличие от переключаемой переменной структуры механизмов за счёт стопорения или сблокирования их звеньев [1, с. 448]).

5. Согласно критерию γ области особых положений механизма ($\gamma \geq 0$) и графику $\gamma(\delta)$ (см. рис. 3) можно сделать следующие практические рекомендации по проектированию рациональных механизмов с зазорами в кинематических парах:

а) область *вредных* особых положений (потеря управляемости и жёсткости привода механизмов, например, параллельной структуры) можно уменьшить за счёт применения геометрической структуры механизмов I типа (см. рис. 1) и уменьшения в них значений λ и δ ;

б) область *полезных* особых положений (управляемого переключения разных вариантов строения механизма именно в этих положениях [5, 6]), наоборот, можно увеличить за счёт применения геометрической структуры II типа (см. рис. 1) и увеличения в них значений λ и δ .

6. Основной причиной наблюдаемой на практике в механизмах в разных положениях при движении их звеньев структурной перестройки (переменности структуры) механической системы является автоматически происходящее в пределах области особых положений γ выпадение условий связи в отдельных кинематических парах (с последующим восстановлением этих связей).

Предлагаемый учет в особых положениях указанного выпадения условий связи заключается в происходящем в области γ уменьшении числа кинематических пар при расчёте подвижности механизмов по формулам Чебышева и Сомова–Малышева (что делает эти формулы полностью

пригодными и для расчёта механических систем во всех особых положениях – подтверждающего увеличение числа степеней их свободы).

Литература

1. Крайнев, А.Ф. *Механика (искусство построения) машин. Фундаментальный словарь* / А.Ф. Крайнев. – М.: Машиностроение, 2000. – 904 с.
2. *Теория механизмов и механика машин: учеб. для вузов* / К.В. Фролов, А.С. Попов, А.К. Мусатов, Тимофеев Г.А.; под ред. К.В. Фролова. – М.: Изд-во МГТУ им. М.Э. Баумана, 2004. – 664 с.
3. *Теория механизмов и машин: учеб. пособие для студентов высших учебных заведений* / М.З. Коловский, А.Н. Евграфов, Ю.А. Семёнов, А.В. Слоуц. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 560 с.
4. *Международная конференция по теории механизмов и механике машин: сб. докл. (9–16 октября 2006 г.)*. – Краснодар: Изд-во КГТУ, 2006. – 297 с.
5. *Абдраимов, С. Шарнирно-рычажные механизмы переменной структуры* / С. Абдраимов, М.С. Джуматаев. – Бишкек: Изд-во «Илим», 1993. – 177 с.
6. *Абдраимов, Э.С. Структурный синтез плоских механизмов переменной структуры* / Э.С. Абдраимов. – Бишкек: Изд-во «Илим», 2001. – 100 с.
7. *Тверской, М.М. Станок с параллельными приводами координатных перемещений рабочего органа* / М.М. Тверской // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение»*. – 2007. – Вып. 9. – № 11 (83). – С. 61–66.
8. *Особые положения (сингулярности) механизмов параллельной структуры* / В.А. Глазунов, А.Ф. Крайнев, Р.М. Грунтович и др. // *Сборник докладов междунар. конф. по ТМ и ММ*. – Краснодар: Изд-во КГТУ, 2006. – С. 57–58.
9. *Сюськаина, Ю.Л. Особые положения технологического оборудования с параллельными приводами рабочего органа* / Ю.Л. Сюськаина // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение»*. – 2009. – Вып. 14. – № 33 (166). – С. 66–71.
10. *Пожбелко, В.И. Инерционно-импульсные приводы машин с динамическими связями* / В.И. Пожбелко. – М.: Машиностроение, 1989. – 136 с.
11. *Пожбелко, В.И. Формализация структурного анализа и синтеза механизмов с кинематическими, гибкими и динамическими связями* / В.И. Пожбелко // *Известия вузов. Машиностроение*. – 2006. – № 11. – С. 3–15.
12. *Пожбелко, В.И. Некоторые вопросы структурного синтеза плоских рычажных механизмов с учетом применения сложных (совмещённых) шарниров* / В.И. Пожбелко // *Теория механизмов и машин*. – 2006. – Т. 4. – № 1(7). – С. 27–37.

Поступила в редакцию 20 июня 2010 г.

Пожбелко Владимир Иванович. Доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика и основы проектирования машин», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – теория машин и механизмов, триботехника и биомеханика. Тел. кафедры: (351) 267-92-62.

Vladimir J. Pozhbelko. Doctor of engineering science. Professor of the Theoretical Mechanics and Basic of Design Machine of the South Urals State University. Professional interests: theory of machine and mechanism, tribotechnic, biomechanics. Tel.: (351) 267-92-62.

СИНТЕЗ И АНАЛИЗ САМОНАСТРАИВАЮЩИХСЯ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ СО СЛОЖНЫМ ДВИЖЕНИЕМ РАБОЧЕГО ОРГАНА

В.И. Пожбелко

SYNTHESIS AND ANALYSIS ADAPTIVE TORSION VIBRATIONS EXECUTIVE MECHANISMS WITH COMPLICATION MOTION WORKING MEMBER

V.I. Pozhbelko

На основании обобщенной физической модели исполнительных механизмов со сложным колебательным движением рабочего органа выделены безразмерные параметры их синтеза и получены аналитические зависимости различных характеристик крутильных колебаний рабочего органа в обрабатываемой вязкой среде на резонансных и нерезонансных режимах работы. Предложен новый метод динамически эквивалентной замены механических систем привода рабочих органов и определения момента инерции их уравновешенных и неуравновешенных звеньев относительно параллельных осей вращения.

Ключевые слова: самонастраивающиеся колебательные механизмы, синтез и анализ, сложное движение рабочего органа.

The paper contents generalized synthesis of new class adaptive mechanisms with elastic connection working member rotating complication motion with torsion vibrations. Used analytical dependences amplitude – frequency characteristics and sizeless projecting parameters describing construction, resonance and unresonance operating running regimes of a machine and its external loading.

Keyword: adaptive torsion vibrations mechanisms, synthesis and analysis, complication motion working member.

Введение

Исполнительные механизмы со сложным движением рабочих органов широко применяются в приводах различных технологических машин [1–3]. Примером таких механизмов являются смесители разнородных материалов [4, 5], где установленный на сателлитах стержневой месильный орган за счет сложной траектории своего движения при малых затратах мощности попадает во все области перемешиваемого объема. Основные направления совершенствования технологических машин – вибрационные технологии интенсификации рабочего процесса и автоматизация путем применения самонастраивающихся механизмов с динамическими связями [3], например в рабочих процессах виброобработки материалов с переменным моментом сопротивления.

1. Динамическое моделирование колебательного привода с упругой связью

В реальных машинах со сложным движением рабочих органов [1, 2] возникает актуальная задача установления их динамических свойств и получения аналитических зависимостей для конструирования и расчета подобных исполнительных механизмов не только на холостом ходу, но и на рабочем ходу.

Для решения этой задачи в общем виде представим сложное движение рабочего органа исполнительного механизма (РО) состоящим из совокупности переносного (с угловой скоростью ω_h) и относительного (с угловой скоростью ω_o) движений.

В соответствии с этим представлением рассмотрим обобщенную физическую модель исследуемой механической системы (рис. 1), где звено 1 совершает движение относительно O_1 (со скоростью $\omega_o = \text{const}$) и переносное движение вместе с O_1 относительно O_2 (со скоростью

Расчет и конструирование

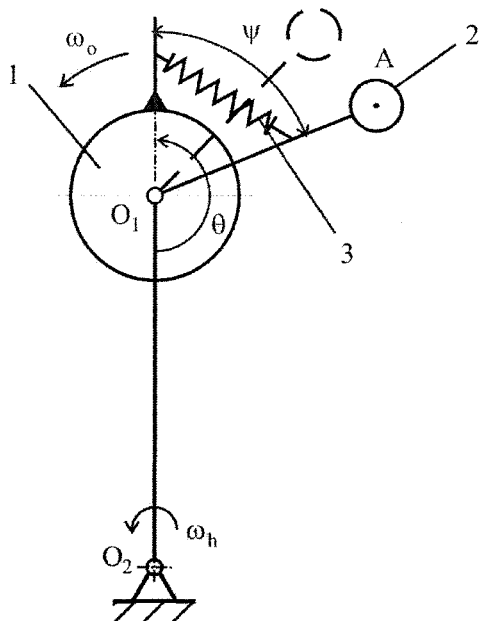


Рис. 1. Обобщенная физическая модель колебательного привода

$\omega_h = \text{const}$). Рабочий орган 2 соединен со звеном 1 упругим элементом 3 (радиус его вылета $\rho = O_1A$); уравновешен относительно оси O_1 и совершает сложное движение в обрабатываемой внешней среде с диссипацией в ней энергии. Принятые обозначения: ψ – угол закрутки упругого элемента; $\theta = \omega_o t$ – безразмерное время; c – угловая жесткость упругого элемента; J – момент инерции колеблющейся части привода с РО; $k^2 = c/J$ – собственная частота угловых колебаний в квадрате.

На рис. 1 рабочий орган 2 совершает сложное движение в обрабатываемой среде, сила сопротивления которой вследствие переменного плеча приложения относительно оси O_1 (при различных углах θ) будет создавать знакопеременный момент сопротивления, направленный то в одну сторону (в верхнем положении РО при $\theta = \pi \pm 2\pi$), то в другую сторону (в нижнем положении РО $\theta = D \pm 2\pi$).

Таким образом, при сложном движении РО возникает новый (и ранее не учитываемый [1, 2]) динамический эффект – возбуждение на рабочем ходу постоянной силой сопротивления внешней среды

знакопеременного момента сопротивления относительно оси O_1 с угловой скоростью ω_o , вызывающего циклическую деформацию упругого элемента 3 и крутильные колебания РО относительно звена 1. В связи с этим априори можно предположить отсутствие колебаний РО на холостом ходу и автоматическое регулирование амплитуды этих колебаний при изменении величины момента сопротивления (возникает эффект механической силовой адаптации).

Представим сложное силовое взаимодействие рабочего органа (РО) с обрабатываемой средой при работе колебательного привода (КП) в виде трех элементарных моментов сопротивления, возникающих при его относительном движении (M_o), переносном движении (M_h) и угловых колебаниях (M_ψ). Тогда соответственно из условия кинестатического равновесия инерционного момента ($J\ddot{\psi}$), восстанавливающего упругого момента ($c\psi$) и трех элементарных моментов сопротивления внешней среды с коэффициентом вязкого сопротивления « b » ($M_o = b\rho^2\omega_o$, $M_h = b\rho^2\omega_h$, $M_\psi = b\rho^2\dot{\psi}$) математическая модель КП с одной колебательной степенью свободы представляет собой неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка:

$$\ddot{\psi} + \alpha_o \left(\frac{\omega_o}{p} \right) \dot{\psi} + \left(\frac{\omega_o}{p} \right)^2 \psi = \alpha_o \left(\frac{\omega_o^2}{p} \right) |1 + \sigma| + \alpha_o \left(\frac{\omega_o^2}{p} \right) |1 + \sigma| \cos \omega_o t. \quad (1)$$

Согласно уравнению движения (1) рассматриваемая колебательная система (см. рис. 1) полностью описывается тремя безразмерными параметрами:

$$\alpha_o = \frac{b\rho^2}{Jk}; \quad p = \frac{\omega_o}{k}; \quad \sigma = \frac{\omega_h}{\omega_o}, \quad (2)$$

имеющими четкий физический смысл: α_o – относительный момент внешнего сопротивления; p – коэффициент частотной расстройки; σ – заданное соотношение угловых скоростей в переносном и относительном движении.

Частное решение уравнения (1), описывающее вынужденные колебания рабочего органа вида $\psi = A_o + A \cos(\omega_o t - \gamma)$, представляет собой следующую аналитическую зависимость амплитуды вынужденных колебаний от параметров КП, сопротивления внешней среды (α_o), частотного (p) и скоростного (σ) режима работы привода:

$$A = \frac{\alpha_0 p |1 + \sigma|}{\sqrt{(1 - p^2)^2 + (\alpha_0 p)^2}}, \quad (3)$$

$$\gamma = \arctg \frac{\alpha_0 p}{1 - p^2}. \quad (4)$$

Средняя закрутка упругого элемента A_0 (статическая деформация), определяемая из уравнения (1) при статическом приложении вынуждающего момента к РО, совпадает с выражением в числителе зависимости (3),

$$A_0 = \alpha_0 p |1 + \sigma|. \quad (5)$$

Соотношение A/A_0 , рассчитанное по зависимостям (3) и (5), представляет собой коэффициент динамичности КП, при резонансе ($p = 1$)

$$K_{\text{дин}} = \frac{A}{A_0} = \frac{1}{\alpha_0}, \quad (6)$$

и указывает на то, что возможны четыре случая работы КП: а) $A_0 = 0$, $A = 0$ (при $\alpha_0 = 0$); б) $A_0 < A$ (при $\alpha_0 < 1$); в) $A_0 = A$, $K_{\text{дин}} = 1$ (при $\alpha_0 = 1$); г) $A_0 > A$ (при $\alpha_0 > 1$).

Полученные точные аналитические зависимости (3) и (4) отвечают графикам, представляющим амплитудно-силовую (рис. 2), амплитудно-частотную (рис. 3), амплитудно-скоростную (рис. 4) и фазочастотную (рис. 5) характеристики колебательного привода (АСИХ, АЧХ, АСКХ, ФЧХ). Вводя обозначение $A_* = A/|1 + \sigma|$, можно данные характеристики колебательных исполнительных механизмов с упругой связью (см. рис. 1) представить в безразмерной форме (см. рис. 2 и 3).

Из анализа представленных на рис. 2–5 обобщенных характеристик КП можно сделать следующие выводы:

1. В общем случае поведение и динамические эффекты в колебательных приводах с упругой связью вращающихся рабочих органов можно описать тремя безразмерными проектными параметрами:

а) α_0 – относительное сопротивление внешней среды на рабочем органе с учетом инерционных и упругих параметров колебательной системы;

б) p – коэффициент частотной расстройки колебательной системы;

в) σ – задаваемое отношение угловых скоростей переносного и относительного движения звеньев привода,

и представить в виде трех безразмерных характеристик: амплитудно-силовой $A(\alpha_0)$, амплитудно-частотной $A(p)$, амплитудно-скоростной $A(\sigma)$, описываемых единой аналитической зависимостью (3).

Дополнительно по выражению (4) может быть рассчитана фазочастотная характеристика $\gamma(\alpha_0, p)$, согласно (4) при резонансе ($p = 1$, $\omega_0 = k$, независимо от α_0) колебания рабочего органа отстают от вынуждающего момента на угол $\gamma = \pi/2$ (на рис. 5 указан модуль угла γ).

2. Амплитуда колебаний упругой механической системы (динамическая амплитуда крутильных колебаний рабочего органа с частотой ω_0) возрастает с увеличением α_0 , приближением к резонансу ($p = 1$) и удалением от $\sigma = -1$.

3. Существует предел $\lim A = |1 + \sigma|$, не зависящий от инерционных и упругих параметров колебательной системы и достигаемый на резонансных режимах работы ($p = 1$).

4. Упругая механическая система привода машин на нерезонансных режимах обладает автоматическим свойством прямой саморегулируемости амплитуды вынужденных колебаний рабочего органа при изменении сопротивления на рабочем органе: чем больше сопротивление α_0 , тем больше A .

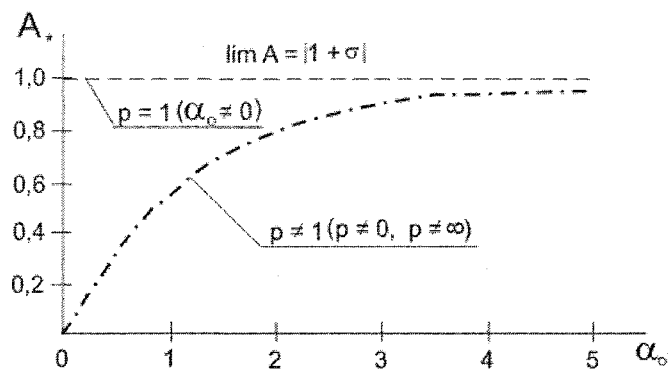


Рис. 2. Амплитудно-силовая характеристика колебательного привода

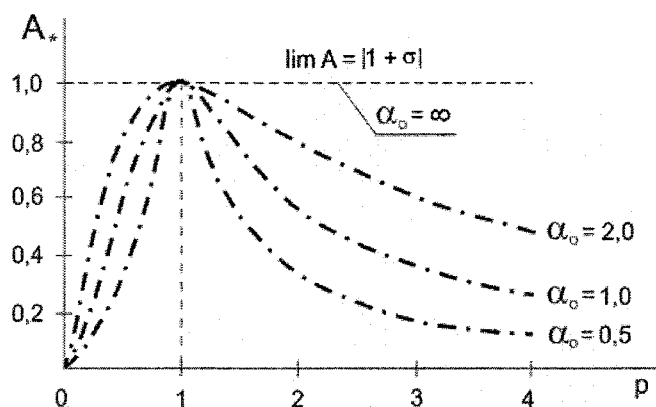


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика колебательного привода

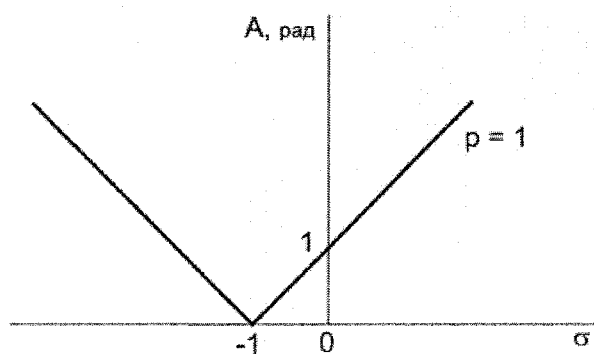


Рис. 4. Амплитудно-скоростная характеристика колебательного привода

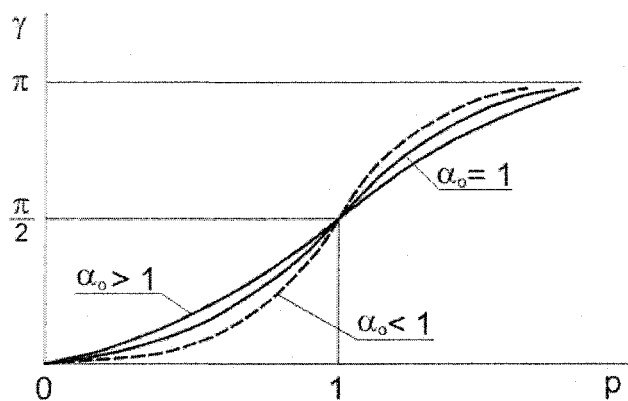


Рис. 5. Фазочастотная характеристика колебательного привода

5. Средняя закрутка упругого элемента (статическая деформация A_0) изменяется прямо пропорционально произведению безразмерных параметров ($\alpha_0 p |1 + \sigma|$) и на резонансном режиме работы ($p=1$) в зависимости от α_0 может быть меньше ($\alpha_0 < 1$), равна ($\alpha_0 = 1$) или больше ($\alpha_0 > 1$) динамической амплитуды A .

6. При относительном вращении рабочего органа с переносной скоростью, но в противоположную сторону (случай $\omega_0 = -\omega_h$) в упругой механической системе возникает эффект антирезонанса ($A=0$) независимо от инерционных и упругих параметров системы и сопротивления на рабочем органе.

Примечание. Крутильные колебания рабочего органа можно создать в нелинейной системе и при $\sigma = -1$ (случай криволинейного поступательного движения с $\omega = \omega_h - \omega_0 = 0$, когда в колебательном приводе $A \equiv 0$). Для этого нужно звено 2 привода (см. рис. 5) выполнить неуравновешенным, а рабочий орган установить на центральной оси привода с динамическими инерционными связями (см. монографию [3]), что привело к созданию перспективного по своим динамическим свойствам особого семейства [6] инерционных импульсных механизмов и автоматических бесступенчатых коробок скоростей. В отличие от колебательных приводов (см. рис. 1) инерционно-импульсные приводы с динамическими связями [3] обладают свойством обратной саморегулируемости – при увеличении нагрузки на рабочем органе происходит автоматическое бесступенчатое уменьшение амплитуды колебаний и средней скорости вращения выходного вала. Такое свойство полезно для создания автоматических бесступенчатых коробок скоростей, допускающих полную остановку выходного вала при работающем двигателе.

2. Метод динамически эквивалентной замены механических систем

Представленный на рис. 1 колебательный исполнительный механизм может быть выполнен с приводом от одного двигателя (например, соединенного со звеном O_1O_2) и набором зубчатых колес для передачи от него вращения на звено 1. Для упрощения динамического исследования таких сложных механических систем привода рабочего органа их можно представить в виде более простой динамически эквивалентной одномассовой модели на основе различных аналитических методов динамически эквивалентной замены [2].

Разработанный автором метод (назовем его «методом равных ускорений») заключается в том, что исходной и заменяющей ее динамически эквивалентной системе сообщают вращение с одинаковым ускорением и затем используют предлагаемый ниже принцип эквивалентности: «Две механические системы являются динамически эквивалентными, если при сообщении им элементарного движения с одинаковым ускорением выполняется условие кинестатического равновесия возникающих инерционных моментов».

Рассмотрим применение «метода равных ускорений» для решения задач динамического моделирования механизмов для возбуждения крутильных колебаний. Такие задачи часто связаны с определением:

а) моментов инерции неуравновешенных звеньев со смещенным относительно оси вращения центром тяжести (задача Штейнера–Гюйгенса об определении момента инерции тела относительно параллельных осей);

б) приведенного момента инерции механизмов, звенья которых совершают вращение вокруг оси, не совпадающей с центральной осью механизма.

1. Для определения момента инерции неуравновешенных грузовых звеньев, являющихся основой любых инерционно-импульсных возбудителей знакопеременного момента [3] сообщим исходной (рис. 6, а) и заменяющей (рис. 6, б) системам одинаковое ускорение ε и из условия их кинестатического равновесия:

$$P_{\tau}e + J_S\varepsilon = J_0\varepsilon, \quad (me\varepsilon)e + J_S\varepsilon = J_0\varepsilon \quad (7)$$

получаем искомую аналитическую зависимость

$$J_0 = J_S + me^2. \quad (8)$$

Расчет и конструирование

В выражениях (7) и (8) обозначено: $e = OS$; m – масса звена; $P_t = -me\varepsilon$ – тангенциальная сила инерции; J_S – момент инерции звена относительно оси, проходящей через его центр тяжести S ; J_O – момент инерции звена относительно параллельной оси O .

Примечание. Рассмотренный способ вывода зависимости (8) известной теоремы Штейнера–Гюйгенса показывает, что причиной увеличения момента инерции звена при его вращении со смещением относительно центра тяжести является увеличение инертности звена из-за возникающей тангенциальной силы инерции.

2. Для замены масс привода колебательных (см. рис. 1) и инерционно-импульсных [3] механизмов звеном приведения с приведенным к центральной оси моментом инерции $J_{пр}$ сообщим исходной (рис. 7, а) и заменяющей (рис. 7, б) системам одинаковое ускорение ε и из условия их кинестатического равновесия (обозначив $\lambda_0 = R/r$)

$$J_1\varepsilon + J_2\lambda_0^2\varepsilon = J_{пр}\varepsilon \quad (9)$$

получим искомую аналитическую зависимость

$$J_{пр} = J_1 + J_2\lambda_0^2. \quad (10)$$

Примечание. Полученная зависимость (10) совпадает с аналогичным выражением, применяемым в теории механизмов и механике машин [2] на основе условия равенства кинетической энергии.

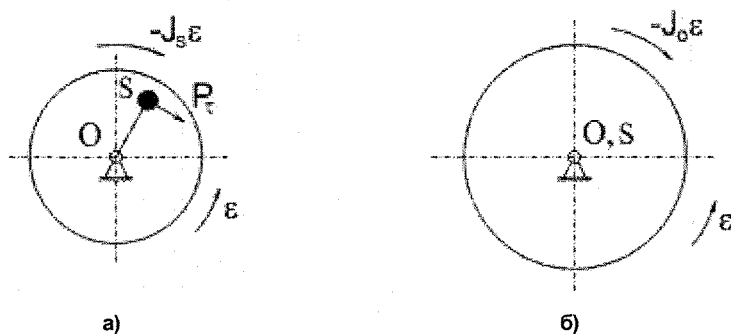


Рис. 6. Исходная и заменяющая одномассовые системы

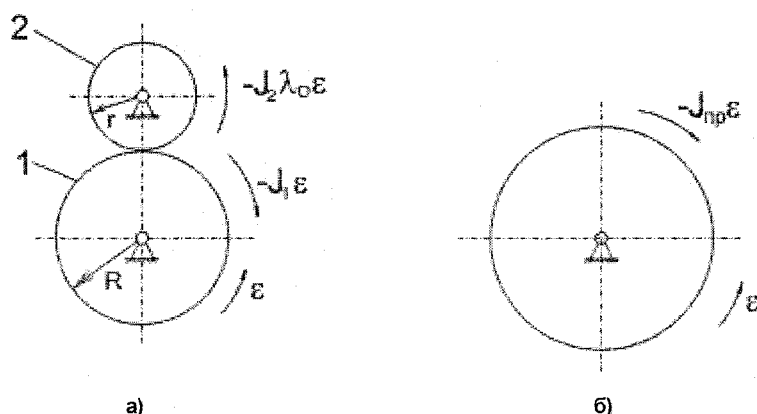


Рис. 7. Исходная двухмассовая и заменяющая одномассовая системы

Заключение

Отличительный признак рассматриваемого класса колебательных исполнительных механизмов – рабочий орган совершает (относительно обрабатываемой внешней среды) сложное вращательное движение с крутильными колебаниями упругой связи, возбуждаемыми самой внешней средой.

Возникающий при этом эффект механической силовой адаптации (саморегулирования) при изменении сопротивления внешней среды (см. рис. 2) позволяет использовать такие приводы в

качестве вибрационных самонастраивающихся механизмов различных технологических машин, например [4, 5], в виде планетарных смесителей вязких материалов.

Выделенные три безразмерных проектных параметра синтеза и анализа (2) могут быть использованы для комплексного исследования и проектирования исполнительных колебательных механизмов с учетом их конструкции, частотного режима работы и сопротивления внешней среды при заданном сложном движении рабочего органа как на рабочем ($\alpha_0 \neq 0$), так и на холостом ходу ($\alpha_0 = 0$).

Полученные на основе безразмерных параметров (2) аналитические зависимости (3) и (4) амплитудно-силовой, амплитудно-скоростной и фазочастотной характеристик позволяют выполнить динамический анализ поведения исполнительных механизмов и определить условия возникновения в них резонансов и антирезонансов при сложном колебательном движении рабочего органа в обрабатываемой вязкой среде.

Разработанный аналитический метод динамически эквивалентной замены механических систем (названный «метод равных ускорений») на основе предлагаемого принципа их эквивалентности позволяет определить новым способом традиционные зависимости (8) и (10) момента инерции неуравновешенных и уравновешенных звеньев относительно параллельных осей их вращения.

Литература

1. Бореништейн, Ю.П. Исполнительные механизмы со сложным движением рабочих органов / Ю.П. Бореништейн. – Л.: Машиностроение, 1973. – 120 с.
2. Крайнев, А.Ф. Механика машин. Фундаментальный словарь / А.Ф. Крайнев. – М.: Машиностроение, 2000. – 904 с.
3. Пожбелко, В.И. Инерционно-импульсные приводы машин с динамическими связями / В.И. Пожбелко. – М.: Машиностроение, 1989. – 136 с.
4. Пат. 2253507 РФ, МКИ В 01 F7/30, А 21 С 1/02. Планетарный смеситель вязких материалов / В.И. Пожбелко, А.В. Ковнацкий. – Заявлено 16.06.2004; опубл. 10.06.2005, Бюл. № 16.
5. Пат. 2258558 РФ, МКИ В 01 F7/30, А 21 С 1/02. Планетарный смеситель вязких материалов / В.И. Пожбелко, А.В. Ковнацкий. – Заявлено 28.06.2004; опубл. 20.08.2005, Бюл. № 23.
6. А.с. № 627280 СССР, МКИ F16H 33/14. Особый инерционный импульсный механизм / В.И. Пожбелко. – Заявлено 07.10.76; опубл. 05.10.78, Бюл. № 37.

Поступила в редакцию 2 июня 2010 г.

Пожбелко Владимир Иванович. Доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика и основы проектирования машин», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов теория машин и механизмов, триботехника и биомеханика. Тел. кафедры: Тел.: (351) 267-92-62.

Vladimir J. Pozhbelko. Doctor of engineering science. Professor of the Theoretical Mechanics and Basic of Design Machine of the South Urals State University. Professional interests: theory of machine and mechanism, tribotechnic, biomechanics. Tel.: (351) 267-92-62.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

А.С. Фишер

GENERATION VARIABLE (CHANGEABLE) STRUCTURE AND DISTRICT PARTICULAR CONFIGURATIONS OF THE MECHANISM WITH CHINKS AND DEGENERATION OF THE KINEMATIC PAIRS

A.S. Fischer

Представлена математическая модель динамики и смазки многослойных гидродинамических подшипников с учетом потерь на трение в источниках смазки и в зоне кавитации, результаты параметрические исследования влияния конструктивных и режимных параметров на уровень вибраций цапф ротора турбокомпрессора и гидромеханические характеристики его подшипников. Представлены созданные на основе использования алгоритмов расчета и программного обеспечения расчеты многослойных подшипников скольжения быстровращающихся роторов конструкции подшипников для турбокомпрессора ТКР-8,5С.

Ключевые слова: подшипники скольжения, турбокомпрессор, математическая модель, вибрации.

The mathematical model of dynamics and lubricating of multilayered hydrodynamic bearings taking into account friction losses in oil sources and in a cavitations region, results parametrical researches of influence of constructive and operation parametres on turbocharger rotor vibrations level and hydromechanical characteristics of bearings are presented. The designs of rotor bearings for turbocharger TKR-8,5S created with using of developed algorithms and the software for calculation multilayered journal bearings are presented.

Keywords: journal bearings, turbocharger, mathematical model, vibrations.

Для снижения интенсивных вынужденных колебаний ротора, связанных с неуравновешенностью ротора, а также автоколебаний, вызванных неустойчивостью шипа на смазочном слое, применяют antivибрационные подшипники скольжения со специальными конструктивными элементами, которые выполняют функцию демпферов: профилированные поверхности трения, ограничивающие смазочный слой; повышение упругой податливости механической части подшипника путем применения гибких участков рабочей поверхности, лепестковых элементов, подпружиненных подвесов и др. Однако наиболее распространенным и экономически целесообразным способом снижения вибраций ротора ТК является применение промежуточных элементов (ПЭ) в виде плавающих вращающихся (ПВ) (рис. 1, а) или плавающих невращающихся (ПН) (рис. 1, б) втулок. Рабочие поверхности каждой втулки вместе с поверхностями корпуса и цапфы ротора образуют несколько смазочных слоев.

Перспективным также представляется использование подшипников, содержащих три смазочных слоя, в которых в качестве дополнительного демпфера выступает третий смазочный слой (рис. 2). Подшипник представляет собой так называемый пакет плавающих втулок (ППВ). Обычно внешняя втулка выполняется в виде ПН моновтулки, в качестве внутренних подвижных элементов используют как две автономные ПВ втулки, так и ПВ моновтулку.

Критерии, с помощью которых оценивают степень совершенства конструкции гидродинамических подшипников, формируются на основе анализа набора взаимосвязанных гидромеханических характеристик (ГМХ), определяющих теплонапряженность, износостойкость, усталостную долговечность трибосопряжения. К числу наиболее важных характеристик ГМХ относят:

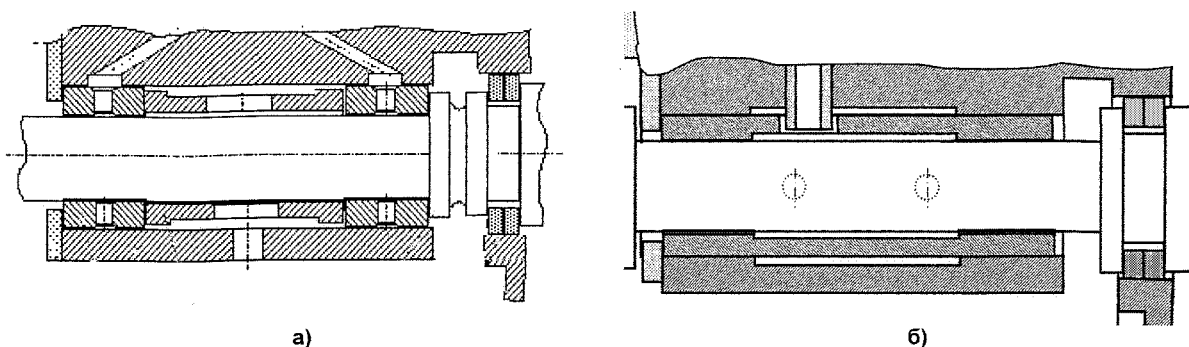


Рис. 1. Подшипники ротора турбокомпрессора с двумя смазочными слоями: а – с ПВ втулками; б – с ПН моновтулкой разработки ООО «ЧТЗ – УралТрак»

амплитуду вибраций цапф ротора, мгновенные значения минимальной толщины смазочного слоя и максимального гидродинамического давления, а также их экстремальные и средние величины; потери мощности на трение; расходы смазки, вытекающей в торцы подшипника, эффективную (расчетную) температуру смазочного слоя. Для многослойных подшипников значения ГМХ рассчитываются как для каждого смазочного слоя, так и для подшипника в целом.

Моделирование многослойных подшипников скольжения для улучшения их ГМХ сводится к совместному решению трех взаимосвязанных подзадач – расчету динамики каждого подвижного элемента подшипника, определению полей гидродинамических давлений в смазочных слоях, анализу теплонпряженности сопряжения.

При решении уравнений движения для подвижных элементов двухслойных подшипников использовались два подхода. Первый основан на лианеризации реакций смазочных слоев и сведении нелинейной системы уравнений к ее линейному аналогу. Второй связан с прямым интегрированием системы нелинейных дифференциальных уравнений движения. В решении задачи нелинейной динамики ротора на двухслойных подшипниках скольжения обычно учитываются силы тяжести, силы, обусловленные неуравновешенностью ротора вследствие погрешности его балансировки, поддерживающие силы от гидродинамических давлений в смазочных слоях.

Основополагающий метод гидродинамического расчета, алгоритмы расчета динамики роторов на подшипниках с одним и двумя смазочными слоями, теоретические исследования влияния различных конструктивных и эксплуатационных факторов на работоспособность двухслойных подшипников скольжения наиболее полно представлены в работах, выполненных в вузовско-академической лаборатории «Триботехника» ЮУрГУ Бояршиновой А.К. [1], Задорожной Е.А. [2] под руководством Прокопьева В.Н. Однако в этих работах не учитываются гидродинамические процессы в источниках смазки.

В большинстве схем подачи смазочного материала, применяемых в малоразмерных турбокомпрессорах иностранных и отечественных производителей, используются окружные канавки. Впервые в работе Кео и Хонсари [3], основывавшейся на эмпирических результатах Вендта, показано, что в окружных источниках смазки однослойных подшипников может наблюдаться турбулентный режим течения смазки, характеризующийся заметными потерями энергии. Замечено, что учет характера течения смазочного материала в источнике в большей степени сказывается при высоких скоростях вращения шипа, которые характерны для быстроходных роторов турбокомпрессоров. Однако для многослойных подшипников скольжения с промежуточными элементами, вращающимися вследствие действия касательных сил в смазочных слоях, с разнообразными схемами подачи смазки, описанными ранее, подобные исследования не проводились.

Расчетная модель многослойного подшипника скольжения представлена цапфой ротора массой m_1 и $N_{ДЭ}$ промежуточными элементами в виде плавающих вращающихся или невращаю-

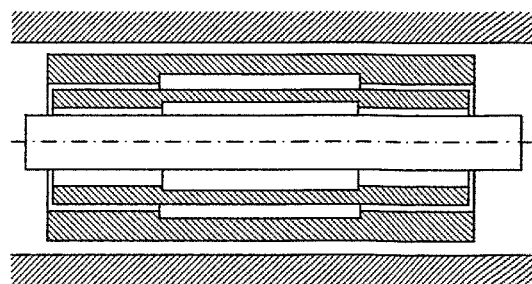


Рис. 2. Подшипник с ППВ

Расчет и конструирование

щихся втулок с массами m_i , $i = 2, \dots, N_{ПЭ} + 1$ (рис. 3). Нумерация подвижных элементов начинается с цапфы. Параметры, относящиеся к i -му подвижному элементу, обозначены нижним индексом $i = 1, \dots, N_{ПЭ} + 1$. Каждый смазочный слой разделяет два элемента: внутренний – шип, наружный – подшипник. Номер смазочного слоя соответствует номеру внутреннего подвижного элемента (шипа). Параметры, относящиеся к i -му смазочному слою, обозначены верхним индексом в круглых скобках (i) (рис. 4).

Уравнения, описывающие движение центров масс подвижных элементов (цапф ротора и ПЭ), в инерциальной системе координат $Oxyz$ представлены в виде:

$$m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} = R_x^{(i)} - R_x^{(i-1)} + m_i(g + a_x) + m_i \varepsilon_i \omega_i^2 \cos(\omega_i t); \quad (1)$$

$$m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} = R_y^{(i)} - R_y^{(i-1)} + m_i a_y + m_i \varepsilon_i \omega_i^2 \sin(\omega_i t), \quad i = 1, \dots, N_{ПЭ} + 1. \quad (2)$$

Здесь x_i, y_i, ε_i – координаты центра масс и его смещение относительно оси вращения, характеризующее неуравновешенность i -го подвижного элемента (ротора и втулок); t – время; g – ускорение свободного падения. Слагаемые $m_i a_x, m_i a_y$ характеризуют силы инерции ротора (втулок), обусловленные движением с ускорением a_x, a_y в направлении соответствующих осей Ox' , Oy' фундамента, на котором установлена роторная машина; $R_x^{(i)}, R_y^{(i)}$ – реакции i -го смазочного слоя; $R_x^{(0)} = R_y^{(0)} = 0$. Для i -го промежуточного элемента в виде ПН втулки $\omega_i = 0$.

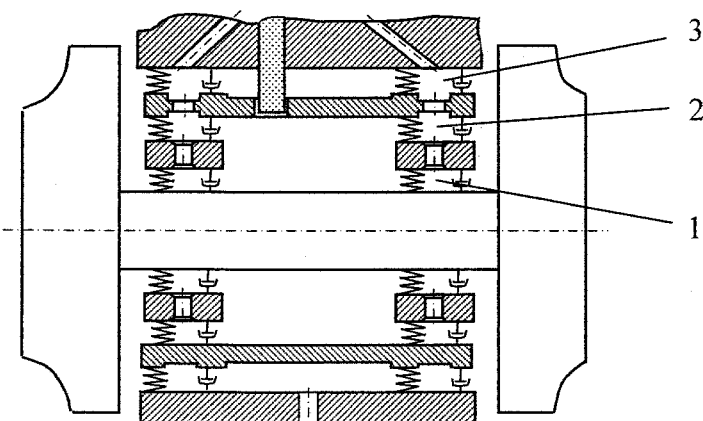


Рис. 3. Расчетная схема ротора на подшипниках с пакетом плавающих втулок: 1 – первый смазочный слой; 2 – второй смазочный слой; 3 – третий смазочный слой

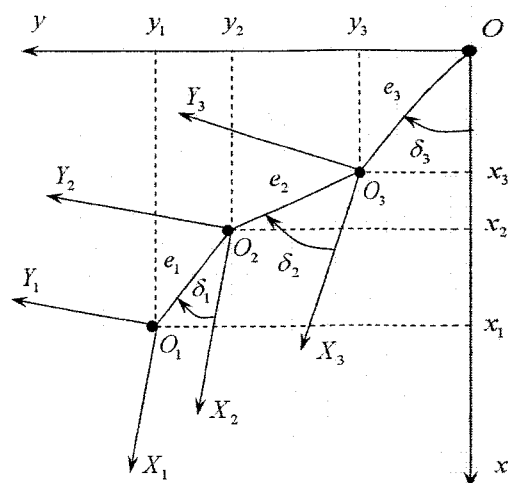


Рис. 4. Системы координат

Для ПЭ в виде ПВ втулки система уравнений дополняется уравнением

$$J_i \frac{d\omega_i}{dt} = M^{(i-1)} + M_g^{(i-1)} + M^{(i)} - M_g^{(i)}, \quad (3)$$

где J_i – осевой момент инерции ПВ втулки; $M^{(i)}$ – результирующие моменты, возникающие в области, не занятой источниками смазки; $M_g^{(i)}$ – результирующие моменты, возникающие в области источников смазки.

Реакции смазочных слоев $R_x^{(i)}, R_y^{(i)}, M^{(i)}, M_g^{(i)}$ определяются полями гидродинамических давлений $p^{(i)}(\varphi, z)$, для расчета которых использовано обобщенное уравнение Рейнольдса при граничных условиях Свифта–Штибера

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{h^{(i)3}}{12\mu_{\vartheta}^{(i)}} \frac{\partial p^{(i)}}{\partial \varphi} \right) + r_{i2}^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^{(i)3}}{12\mu_{\vartheta}^{(i)}} \frac{\partial p^{(i)}}{\partial z} \right) = \frac{1}{2} r_{i2}^2 \left(\omega_i^- \frac{\partial h^{(i)}}{\partial \varphi} + 2 \frac{\partial h^{(i)}}{\partial t} \right); \quad (4)$$

$$p^{(i)}(\varphi, z) = p^{(i)}(\varphi + 2\pi, z); p_i = p_a, \text{ при } z_i = \pm B/2; \quad (5)$$

$$p^{(i)}(\varphi, z) \geq p_a, \text{ на } \Omega^{(i)} \in (0 \leq \varphi \leq 2\pi, -B^{(i)}/2 \leq z \leq B^{(i)}/2),$$

где $-B^{(i)}/2 \leq z \leq B^{(i)}/2$; $\omega_i^- = (\omega_i - \omega_{i+1})$; $h^{(i)}(\varphi, t) = c^{(i)} - e^{(i)} \cos(\varphi - \delta^{(i)})$, $\partial h^{(i)}/\partial \varphi = e^{(i)} \sin(\varphi - \delta^{(i)})$; $i = 1, \dots, N_{\text{ПЭ}} + 1$, $\omega_{N_{\text{ПЭ}}+2} = 0$, $c^{(i)} = (r_{i+1} - r_{i2})$ – радиальные зазоры; r_{ik} – радиусы внутренней $k=1$ и внешней $k=2$ поверхностей трения i -го промежуточного элемента; $\mu_{\vartheta}^{(i)}$ – вязкость, соответствующая некоторой эквивалентной температуре смазочного слоя; p_a – атмосферное давление.

Тогда реакции смазочных слоев:

$$R_y^{(i)} = R_X^{(i)} \sin \omega_i t - R_Y^{(i)} \cos \omega_i t; R_x^{(i)} = R_X^{(i)} \cos \omega_i t - R_Y^{(i)} \sin \omega_i t; \quad (6)$$

$$M^{(i)} = (-1)^{j+1} \mu_{\vartheta}^{(i)} \omega_i^- r_{ik}^{(i)3} \iint_{\Omega_A^-} \frac{d\varphi}{h_j} dz + \frac{r_{ik}}{2} \iint_{\Omega_A^-} h^{(i)} \frac{\partial p^{(i)}}{\partial \varphi} d\varphi dz,$$

где $R_X^{(i)} = -r_i \iint_{\Omega_A} p^{(i)} \cos \varphi d\varphi dz$; $R_Y^{(i)} = -r_i \iint_{\Omega_A} p^{(i)} \sin \varphi d\varphi dz$; Ω_A – активная область смазочного слоя.

В разработанной модели момент трения M_g , обусловленный наличием сдвиговых напряжений в канавке, представлен в виде

$$M_g^{(i)} = \frac{(2\pi r_2^{(i)} b_g^{(i)}) \rho r_2^{(i)2} \omega^{-2}}{2} f_g^{(i)}, \quad (7)$$

где $f_g^{(i)}$ – коэффициент трения в канавке, который зависит от режима течения смазки,

$$f_g^{(i)} = \begin{cases} \frac{2}{\text{Re}^{(i)}} \text{ при } \text{Re}^{(i)} < 41,1 \left(\frac{r_k^{(i)}}{c^{(i)} + h_g^{(i)}} \right)^{1/2} \\ 0,46 \left(\frac{(c^{(i)} + h_g^{(i)}) (r_k^{(i)} + (c^{(i)} + h_g^{(i)}))}{(r_k^{(i)})^2} \right)^{1/4} \frac{1}{\text{Re}^{(i)0,5}}, & 80 \left(\frac{r_2}{(c^{(i)} + h_k^{(i)})} \right)^{1/2} < \text{Re}^{(i)} < 10^4 \\ 0,073 \left(\frac{(c^{(i)} + h_g^{(i)}) (r_k^{(i)} + (c^{(i)} + h_g^{(i)}))}{(r_k^{(i)})^2} \right)^{1/4} \frac{1}{\text{Re}^{(i)0,3}}, & 10^4 < \text{Re}^{(i)} < 10^5. \end{cases} \quad (8)$$

Здесь $\text{Re}^{(i)} = \rho r_k^{(i)} \omega^- (c^{(i)} + h_g^{(i)}) / \mu^{(i)}$ – число Рейнольдса, $h_g^{(i)}$ – глубина канавки.

В (8) первое выражение соответствует ламинарному режиму течения смазки в канавке, второе и третье – турбулентному.

При расчете потерь на трение в смазочных слоях использована наиболее точная методика, основанная на использовании диссипативной функции рассеивания энергии:

$$N^{(i)} = \iint_{\Omega_A^-} \left(\int_0^h D^{(i)} dy \right) r_{ik} d\varphi dz, \quad (9)$$

где $\Omega_A^- = \Omega_A - \Omega_S$, Ω_S – область, занятая источниками смазки.

Расчет и конструирование

Так как в области кавитации наблюдается течение смазки в виде струй, то формула (9) уточнена введением функции $\theta(\varphi)$, учитывающей долю жидкости в контрольном объеме смазочного слоя:

$$N = \iint_{\Omega} \theta D^* r_k d\varphi dz. \quad (10)$$

Функция $\theta^{(i)}(\varphi)$ в активной области смазочного слоя приравняется единице. Полагая, что объем смазочного материала, поступающего в единицу времени в область кавитации, равняется объему смазочного материала, проходящему за тот же промежуток времени через радиальное сечение смазочного слоя с минимальной толщиной, предлагается определять долю смазки $\theta^{(i)}(\varphi)$ в контрольном объеме в области кавитации отношением минимальной толщины слоя $h_{\min}^{(i)}$ к его толщине в текущем сечении $h^{(i)}(\varphi)$:

$$\theta^{(i)}(\varphi) = \frac{h_{\min}^{(i)}}{h^{(i)}(\varphi)}. \quad (11)$$

Методика расчета одного многослойного подшипника скольжения состоит из нескольких этапов. При заданных на старте или рассчитанных на предыдущем цикле значениях координат и скоростей центров подвижных элементов подшипника, а также температуры смазочных слоев решается система уравнений движения (1)–(3) и определяются новые значения координат и скоростей. Внутри этого цикла выполняется многократное интегрирование обобщенного уравнения Рейнольдса (4)–(5) для определения распределения гидродинамических давлений и поддерживающих сил трибосопряжения (6)–(8). После определения положения центров ПЭ вычисляются мгновенные значения ГМХ: минимальной толщины смазочного слоя, максимальных гидродинамических давлений, расходов смазки через торцы и потерь мощности на трение с учетом процессов в канавках и области кавитации (9)–(11). Если длительность цикла нагружения, необходимого для вычисления среднеинтегрального значения температуры смазочного слоя, не исчерпана, то выполняется расчет новых положения и скоростей подвижных элементов многослойного подшипника, а в уравнении Рейнольдса используются прежние значения вязкости каждого смазочного слоя. Иначе выполняется расчет приращения температуры за цикл и корректировка температур и вязкостей каждого смазочного слоя, в дальнейшем используемых при расчете гидродинамических давлений в слоях. Процесс расчета во времени продолжается до получения сошедшихся траекторий ПЭ или достижения ограничения по количеству временных шагов. После достижения сходимости траекторий движения центров подвижных элементов многослойного подшипника выполняется дополнительный расчет 10 циклов нагружения для вычисления средних значений ГМХ: средних значений минимальной толщины и максимального гидродинамического давления в смазочных слоях, потерь мощности на трение, расходов смазки через торцы подшипника, среднеинтегральных температур каждого смазочного слоя и на сливе, а также амплитуд вибраций центров подвижных элементов многослойного подшипника.

Представленная методика реализована в виде пакета прикладных программ, зарегистрированного в реестре программ для ЭВМ (№ 2002611823).

Тестовыми расчетами показано, что расчет потерь на трение интегрированием только по активной области смазочного слоя Ω_A приводит к получению заниженных значений гидромеханических характеристик. В частности, потери на трение N ниже на 20–30 %, амплитуды вибраций шипа $\max A_i$ – на 20–40 %, температура первого смазочного слоя $T_3^{(1)}$ – на 3–7 %, чем при использовании методики расчета с учетом потерь на трение в зоне кавитации.

Как показали расчеты, в источниках смазки первого смазочного слоя подшипника ротора турбокомпрессора наблюдается в основном турбулентный режим течения смазки, во втором – ламинарный, что приводит к заметной разнице расчетных моментов трения в канавках, которые, в свою очередь, влияют на скорость вращения промежуточной втулки и, следовательно, на динамику всего подшипника.

При непосредственном участии автора настоящей работы разработано несколько конструкций подшипников ротора турбокомпрессора, большинство из которых изготовлено в виде еди-

нических опытных образцов или экспериментальной партии. Одна из конструкций внедрена в серийное производство и выпускается в течение нескольких лет на ООО «ЧТЗ – УралТрак».

Для исследования выбраны три наиболее удачных и перспективных из разработанных вариантов конструкций подшипников ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С, полностью адаптированных для предсерийного и серийного выпуска в условиях промышленного производства, и исходный вариант конструкции подшипника с ПН моноштулкой (см. рис. 2) ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С производства ООО «ЧТЗ – УралТрак»:

Вариант 1. Подшипник с ПВ штулкой (см. рис. 1, а).

Вариант 2. Подшипник с ПН моноштулкой новой конструкции (см. рис. 1, б, 5).

Вариант 3. Подшипник с пакетом плавающих штулок (рис. 6).

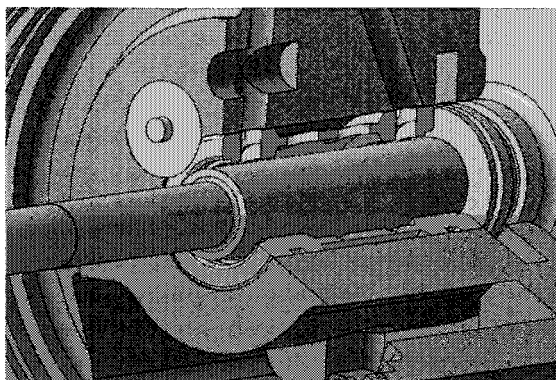


Рис. 5. Подшипник с ПН моноштулкой новой конструкции

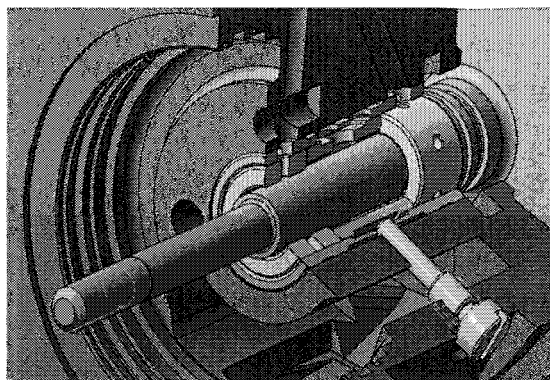


Рис. 6. Подшипник с ППВ

Выполнено сравнение трех вариантов конструкций в широком диапазоне скоростей вращения ротора (1000...15000 рад/с, рабочая скорость – 7000 рад/с). Эффективность использования конструкции подшипников роторов оценивалась сравнением параметров расчетных траекторий (орбит), по которым под действием приложенных нагрузок движутся центры цапф ротора, а при наличии в подшипниковом узле промежуточных элементов – их центры. Как видно из расчетных траекторий движения центра цапфы ротора (рис. 7), даже при высоких скоростях вращения ротора подшипник с пакетом штулок характеризуется минимальными размерами траектории, а амплитуда вибраций цапф ротора сохраняется на минимально возможном уровне на протяжении всего диапазона рабочих скоростей вращения (рис. 8). Наибольшее снижение вибраций цапф ротора достигается применением принципиально новой конструкции подшипника с пакетом плавающих штулок. Для этой конструкции характерно также второе положительное качество – способность сохранять минимально возможные относительные эксцентриситеты во всем диапазоне скоростей вращения ротора, как это видно из таблицы. Это свидетельствует о значительном запасе по нагрузочной способности такого подшипника.

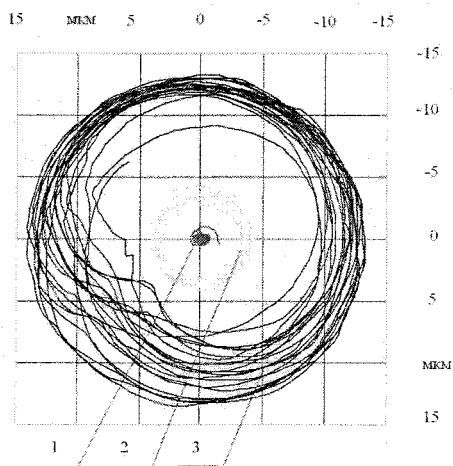


Рис. 7. Расчетные траектории центра цапфы ротора

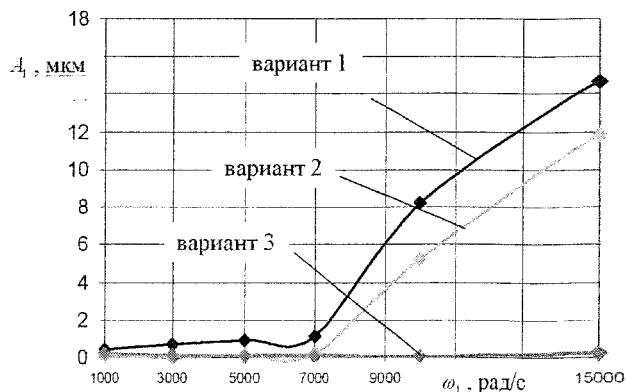


Рис. 8. Амплитуда вибраций цапфы ротора

Расчет и конструирование

Значения относительного эксцентриситета цапф ротора e_1

Вариант конструкции подшипников	Скорость вращения ротора ω_1 , рад/с					
	1000	3000	5000	7000	10000	15000
Подшипник с ПВ втулками	0,169	0,149	0,140	0,449	0,590	0,682
Подшипник с ПН моноштулкой	0,027	0,039	0,027	0,131	0,423	0,620
Подшипник с пакетом втулок	0,082	0,02	0,095	0,042	0,041	0,025

Были проведены параметрические исследования, позволившие выработать ряд рекомендаций для проектирования турбокомпрессоров ТКР-8,5С. В частности установлено, что чрезмерное

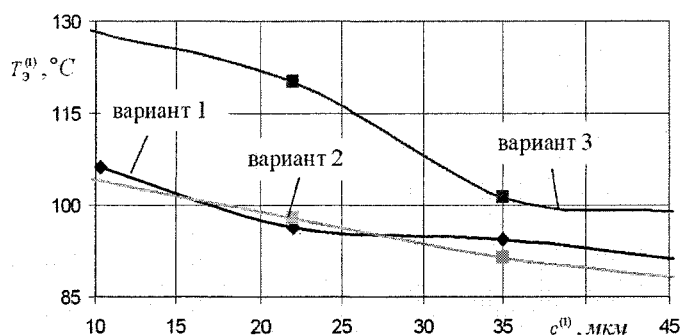


Рис. 9. Зависимость температуры первого смазочного слоя от величины радиального зазора

уменьшение зазоров в подшипнике, несмотря на наблюдающееся при этом снижение вибраций цапф ротора, ведет к повышению температур смазочных слоев (рис. 9), потерь на трение, снижению толщин смазочных слоев. Рекомендовано для первого смазочного слоя не использовать радиальные зазоры менее 20 мкм.

Параметрическими исследованиями влияния изменения ширины смазочных слоев подшипника показано, что их величины оказывают наиболее заметное влияние на амплитуды вибраций цапф ротора и потери на трение. С увеличением ширины смазочного слоя его несущая способность увеличивается и, как следствие, снижаются амплитуды вибраций цапф ротора и относительные эксцентриситеты промежуточных элементов. Потери на трение из-за увеличившегося объема смазки, в котором возникают сдвиговые напряжения, заметно растут, особенно при увеличении ширины первого смазочного слоя. Конструкция подшипника с пакетом плавающих втулок наименее чувствительна к изменению этого параметра. При использовании подшипников с ППВ для любых значений ширины смазочного слоя амплитуда вибраций цапф ротора сохраняется на достаточно низком уровне.

Исследованиями влияния массы промежуточных элементов показано, что практически все ГМХ подшипников рассмотренных конструкций ухудшаются с ростом массы ПВ и ПН втулок. В частности, во всем диапазоне варьирования массы втулок амплитуды вибраций цапф ротора и температуры смазочных слоев у всех исследованных конструкций растут. При проектировании подшипников рекомендовано минимизировать массу втулок. Для варианта 2 конструкции предложена облегченная ПН моноштулка минимально возможной массы (рис. 10): толщина ее стенок ограничена только технологическими возможностями выполнения источников смазки на рабочих поверхностях. Это принципиально отличает предложенную конструкцию от всех известных конструкций с ПН моноштулками отечественного и зарубежного производства, проектируемых обычно достаточно массивными.

На основании исследований различных схем подачи смазочного материала в слои многослойного подшипника установлено, что применение вместо торцевого способа подачи радиального с использованием сегментной канавки в наружном смазочном слое позволяет на 50...70 % снизить амплитуды вибраций цапф ротора на подшипниках с ПН моноштулкой, на 30 % – для ротора на подшипниках с ПВ втулкой. Результаты расчетов подшипника с тремя смазочными слоями (вариант 3) также свидетельствуют о целесообразности применения сегментной канавки и радиального спо-

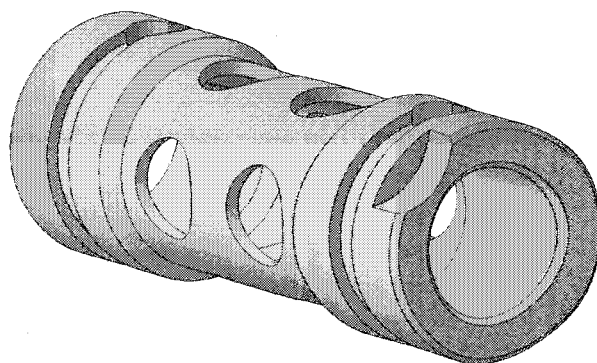


Рис. 10. Облегченная ПН моноштулка новой конструкции

соба подачи смазки. Существенного влияния вида источников смазки во втором смазочном слое всех вариантов конструкции на ГМХ выявлено не было.

Оценивалась работоспособность конструкций при различных режимах работы, в частности варьировались давление и температура подачи смазки, величина ускорения ударной нагрузки на корпусе компрессора. Все три разработанные конструкции подшипников при этом сохраняли работоспособность, а трехслойная конструкция с ППВ на всех режимах характеризовалась самой низкой амплитудой вибраций цапф ротора.

Основным видом экспериментальных исследований применительно к подшипникам ротора турбокомпрессора и многим другим подшипникам роторных машин является оценка вибраций ротора. Ввиду того, что без вмешательства в конструкцию турбокомпрессора колебания ротора и втулок регистрировать затруднительно, а также вследствие малости величин их виброперемещений, оценку вибраций ротора турбокомпрессора принято выполнять косвенным путем – измерением виброускорения на среднем корпусе турбокомпрессора. Согласно экспериментальным исследованиям, проведенным в вузовско-академической лаборатории «Триботехника» ЮУрГУ, увеличение вибраций среднего корпуса турбокомпрессоров главным образом обосновано повышением вибраций ротора. Поэтому такая оценка представляется наиболее значимой и достоверной при решении задач сравнительных испытаний различных конструкций подшипников, а также их режимных испытаний.

Экспериментальные исследования проводили на безмоторном стенде со смешанным контуром (рис. 11). Конструктивно стенд состоит (рис. 12) из платформы-основания, на которой крепятся собственно турбокомпрессор, камера сгорания (одна секция турбореактивного двигателя малоразмерного самолета), топливный насос (ТНВД Д-160) с приводом от электродвигателя типа 4А80А мощностью 1,1 кВт с частотой вращения вала 1000 об/мин, маслостанция. Стенд имеет возможность работы в различных режимах: без внешней подпитки воздухом камеры сгорания – турбокомпрессор работает сам на себя; с внешней подпиткой воздухом от воздухоподводки; полностью на внешнем питании воздухом камеры сгорания.

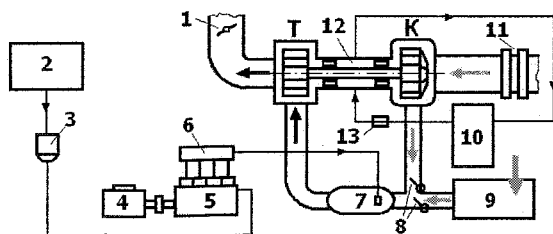


Рис. 11. Схема стенда для испытаний турбокомпрессоров: 1 – газовая заслонка; 2 – топливный бак; 3 – фильтр; 4 – электродвигатель; 5 – топливный насос; 6 – накопитель давления топлива; 7 – камера сгорания; 8 – воздушные заслонки; 9 – шестеренный компрессор; 10 – маслостанция; 11 – измеритель расхода воздуха; 12 – турбокомпрессор; 13 – измеритель расхода масла

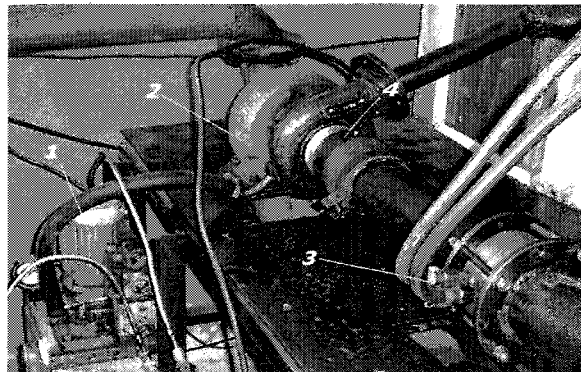


Рис. 12. Общий вид стенда для испытаний турбокомпрессоров: 1 – маслостанция; 2 – турбокомпрессор; 3 – измеритель расхода воздуха; 4 – датчик частоты вращения вала ротора

Для измерения вибраций корпуса подшипников турбокомпрессора использовали измерительную аппаратуру, позволяющую записывать вибросигнал на магнитную ленту измерительного магнитофона или на жесткий диск компьютера, с дальнейшей обработкой сохраненного вибросигнала с помощью ЭВМ.

Система записи вибросигнала состояла из трех каналов измерения (датчик виброускорения, пьезоэлектрический акселерометр, усилитель заряда) и измерительного магнитофона. Система обработки – из аналого-цифрового преобразователя (АЦП) и ЭВМ. Записанный сигнал подавался на вход АЦП, преобразовывался и передавался на вход ЭВМ, где программно обрабатывался.

Расчет и конструирование

Для контроля правильности оцифровки и предварительной обработки возможно применение аналоговых приборов: виброметра, узкополосного анализатора, анализатора спектра.

При экспериментальном изучении вибраций роторной системы использовался трехкомпонентный акселерометр модели «4321» фирмы Брюль и Кьер. Его конструкция гарантировала линейность и долговременную стабильность параметров, малую чувствительность к изменениям температуры и деформации основания и высокую стойкость в отношении влияний внешней среды.

Турбокомпрессоры со всеми вариантами рассматриваемых в настоящей работе конструкций подшипниковых узлов были обкатаны и испытаны после их изготовления по техническим условиям завода изготовителя. В качестве оценочного параметра виброактивности турбокомпрессора, согласно ТУ производителя, выбрано среднее квадратическое значение (СКЗ) виброускорения в октавной полосе 1000 Гц его корпуса на режимах холодной и горячей прокрутки турбины, измеряемое штатной аппаратурой ООО «ЧТЗ – УралТрак».

Значения СКЗ виброускорений корпуса у образцов с подшипниками с ППВ и с ПН втулкой значительно ниже, чем у конструкции с ПВ втулками (рис. 13), что подтверждает теоретические расчеты. Уже первые эксперименты показали, что значения СКЗ виброускорений турбокомпрессоров с исходной конструкцией подшипника (см. рис. 2) составили от 10 до 16 m^2/c , т. е. в среднем вдвое выше, чем у предлагаемых вариантов конструкций.

Такие экспериментальные и теоретические результаты явились основанием для запуска в серийное производство наиболее технологически удобной для ООО «ЧТЗ – УралТрак» конструкции с ПВ втулками, выпускающейся по настоящее время.

Проведенный спектральный анализ показывает, что минимальной виброактивностью обладает конструкция турбокомпрессора с трехслойным подшипником с ППВ (рис. 14). В полученных спектрах обнаружена так называемая «подшипниковая гармоника» в диапазоне $0,3 \dots 0,6$ от частоты вращения ротора. Для конструкции с ПВ втулкой при частоте вращения ротора $f_r = 362$ Гц подшипниковая гармоника имеет частоту $f_r = 232,8$ Гц и амплитуду $0,937 \text{ m/c}^2$. Конструкция с подшипником в виде моновтулки имеет $f_r = 511,8$ Гц и $f_r = 172$ Гц с амплитудой $0,04 \text{ m/c}^2$. Подшипник с ППВ в подшипниковом диапазоне при $f_r = 513,15$ Гц имеет несколько гармоник, максимальная из них $f_r = 170$ Гц с амплитудой $0,16 \text{ m/c}^2$. Указанные значения амплитуд подшипниковых гармоник во много раз меньше для вновь разработанных конструкций по сравнению с серийным вариантом практически во всем диапазоне исследованных частот вращения. Это говорит о значительном снижении виброактивности корпусов турбокомпрессора с новыми конструкциями подшипниковых узлов, в особенности с пакетом плавающих втулок.

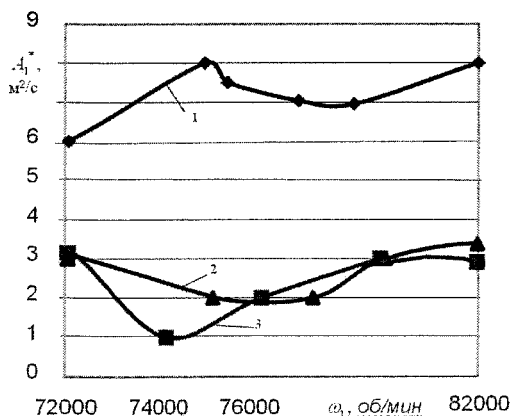


Рис. 13. Уровень СКЗ виброускорения корпуса турбокомпрессора: 1 – турбокомпрессор с ПВ втулками, 2 – турбокомпрессор с ПН моновтулкой, 3 – турбокомпрессор с пакетом втулок

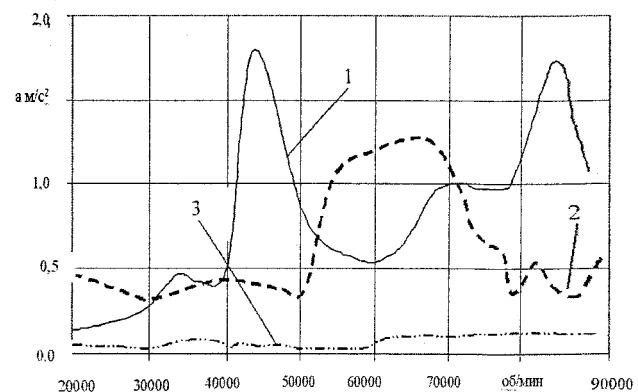


Рис. 14. Зависимость амплитуды гармоники виброускорения на частоте $0,3-0,6 f$, в вертикальном направлении от частоты вращения ротора для ПВ втулки – 1, ПН втулки – 2, пакета втулок – 3

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (номер проекта 10-08-00424).

Литература

1. Бояришинова, А.К. Разработка метода гидродинамического и теплового расчета опор с плавающими невращающимися втулками: дис. ... канд. техн. наук / А.К. Бояришинова. – Челябинск, 1993. – 225 с.
2. Задорожная, Е.А. Совершенствование и расширение области применения метода расчета динамики и гидромеханических характеристик опор скольжения с плавающими втулками: дис. ... канд. техн. наук / Е.А. Задорожная. – Челябинск, ЮУрГУ, 2002. – 166 с.
3. Keogh, P.S. Influence of inlet conditions on the thermohydrodynamic state of fully circumferentially grooved journal bearing / P.S. Keogh, M.M. Khonsari // Transaction of ASME. – Vol. 123. – July 2001. – С. 525–532.

Поступила в редакцию 16 июня 2010 г.

Фишер Алексей Сергеевич. Ассистент кафедры «Автотранспорт и сервис автомобилей», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов: динамика роторов на опорах скольжения с плавающими втулками, гидродинамическая теория смазки, конструкции подшипников ротора турбокомпрессора, разработка гаражного оборудования. Тел.: (351)267-92-13, e-mail: zea@susu.ac.ru.

Alexey S. Fischer. The assistant of chair «Autotransport and automobile service» of South Ural State University. The area of scientific interests – dynamic of rotor journal bearing floating rings, the hydrodynamical theory of greasing, turbocharger journal bearing design, development of equipment for automobile service. Tel.: (351) 267-92-13, e-mail: zea@susu.ac.ru.

НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ КОНТАКТНОГО СЛОЯ ПРЕЦИЗИОННОГО СОПРЯЖЕНИЯ ПРИ ТЕПЛОВОЙ ЗАЩИТЕ РАСПЫЛИТЕЛЯ ФОРСУНКИ В ДИЗЕЛЕ

В.Е. Лазарев, Г.В. Ломакин

STRESS CONDITION OF THE CONTACT LAYER OF PRECISION INTERFACE FOR THERMAL PROOF OF DIESEL'S NEEDLE INJECTOR

V.E. Lazarev, G.V. Lomakin

Исследовано напряженное состояние контактного слоя в направляющем прецизионном сопряжении при различных радиальных нагрузках, обусловленных тепловым состоянием распылителя форсунки в дизеле. Установлено уменьшение механической напряженности контактного слоя сопряжения при тепловой защите корпуса распылителя.

Ключевые слова: прецизионное сопряжение, радиальная сила, тепловая защита, контактный слой, напряжения, градиенты напряжений.

The stress condition of the contact layer of guiding precision interface for different radial loads as a result of thermal condition of diesel's needle injector is researched. The decreasing of mechanical loading contact layer for thermal proof of case of injector is estimated.

Keywords: precision interface, radial force, thermal proof, contact layer, stresses and gradients of stresses.

Введение. В направляющем прецизионном сопряжении распылителя форсунки дизеля изменение отклонения оси иглы от оси отверстия в корпусе приводит к появлению радиальной силы N , определяемой давлением топлива и площадью его воздействия на иглу. Она вызывает локальное уменьшение радиального зазора до непосредственного контакта микронеровностей поверхностей иглы и корпуса. Величина радиальной силы определяется уровнями теплового (температурой газов в цилиндре) и гидродинамического (давлением топлива) нагружения, т. е. режимом работы дизеля. Осевая (результатирующая) сила, действующая на иглу, формируется силой T_T давления топлива и усилием $T_{ГП}$ пружины форсунки.

Для оценки напряженного состояния контактного слоя прецизионного сопряжения интересно изменение радиальной силы N . Повышение температуры распылителя, например, при увеличении мощности дизеля, ухудшении условий охлаждения или отсутствии тепловой защиты распылителя приводит к изменению зазора и повышению утечек в сопряжении, увеличению давления впрыскивания топлива, геометрической площади его воздействия на направляющую иглы вследствие теплового расширения материала и, как следствие, к увеличению радиальной силы N . В этой связи уменьшение радиальной силы N в среднем до 13 % [1] возможно за счет снижения температуры, например, тепловой защиты распылителя в виде заградительного экранирования корпуса (рис. 1, б) [2].

Методика исследования. Анализ напряженного состояния контактного слоя с соответствующим распределением теплоты в направляющем сопряжении распылителя форсунки в дизеле 4ЧН15/20,5 ($P_e = 0,85$ МПа, $n = 1250$ мин⁻¹) при отсутствии и наличии тепловой защиты включал решение термпрочностной задачи, конструкция штатного распылителя и распылителя с тепловой защитой представлены на рис. 1. Оценка фактических напряжений в поверхностном слое вследствие различного при этом механического взаимодействия иглы и корпуса распылителя осуществлялась контактным анализом. Совместное решение термпрочностной и контактной задач позволяет оценить характер механического взаимодействия шероховатых поверхностей в условиях внешнего теплоподвода $Q_{вн}$ и генерации теплоты вследствие трения $Q_{тр}$. Здесь использованы расчетная модель размерами 80×80 мкм и глубиной 7 мкм, реальный микрорельеф

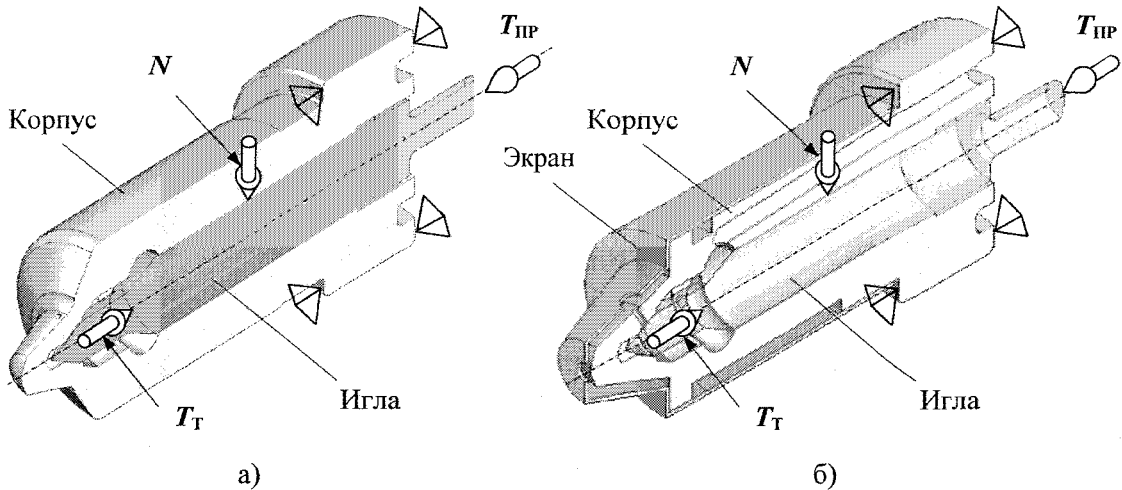


Рис. 1. Конструкции исследуемых распылителей форсунки и силы, действующие на иглу:
а – без тепловой защиты; б – с тепловой защитой

шероховатости поверхностей иглы и корпуса, 8-узловые тепловые и механические конечные элементы и метод статического прочностного анализа контактного слоя. Для контактного анализа применялось «фрагментарное» моделирование (sub-modeling) контакта двух элементарных микронеровностей с увеличенным количеством элементов малых линейных размеров. Для оценки напряжений в контактном слое сопряжения использована уточненная модель контакта поверхностей (рис. 2) с размерами 4×4 мкм и глубиной 1,5 мкм. Контактная задача решена с использованием 10-узловых элементов для корпуса и иглы и 6-узловых элементов контактного слоя, что позволяет описать топографические особенности микрорельефа поверхностей контакта. «Сгущение» элементов в области контакта поверхностей обусловлено снижением линейных размеров для формирования пятна контакта приемлемой точности.

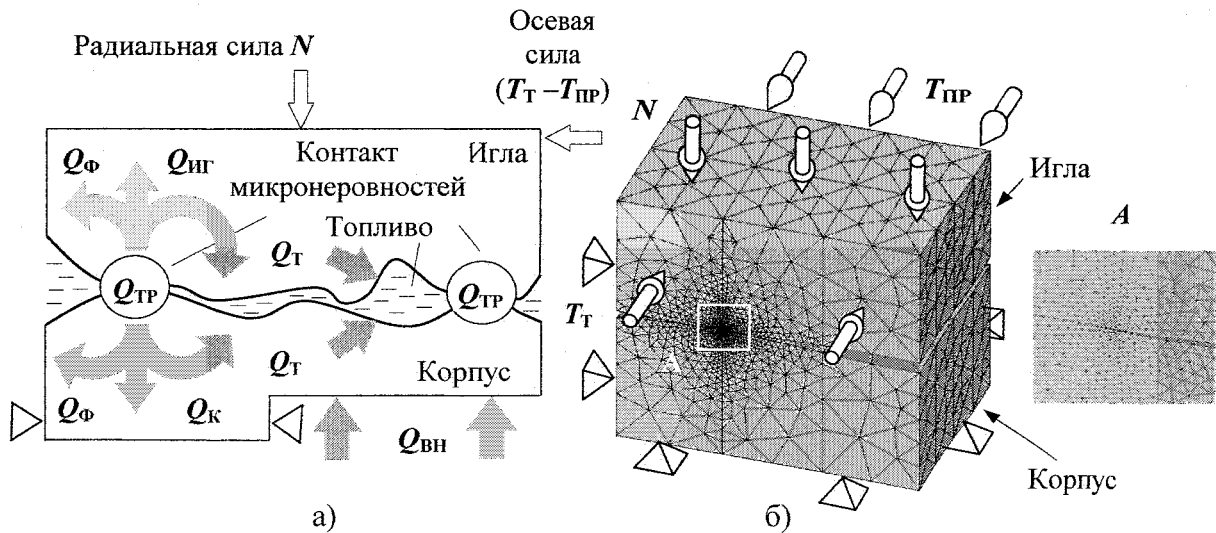


Рис. 2. Схема распределения теплоты и нагружения контактного слоя (а), конечно-элементная модель (б) элементов контактного сопряжения «игла – корпус» распылителя: $Q_{ВН}$ – теплота рабочих газов, воспринимаемая корпусом распылителя; $Q_{ТР}$ – теплота трения; Q_T – теплота, отводимая топливом; Q_K – доля теплоты трения, поглощаемая корпусом; $Q_{ИГ}$ – доля теплоты трения, поглощаемая иглой; $Q_Ф$ – теплота, отводимая в корпус форсунки

Результаты термпрочностного анализа. На рассматриваемой модели поверхности контактного слоя корпуса распылителя можно достаточно четко выделить два пятна контакта. Распределение температурных эквивалентных напряжений σ_e , Па, по поверхности контактного слоя корпуса распылителя имеет многоочаговый и несимметричный характер, обусловленный размерами и расположением пятен контакта. Максимальные значения напряжений, наблюдаемые на

Расчет и конструирование

пятна контакта, вызваны повышенными градиентами температур на поверхности и в объеме элементов. Это объясняется особенностями микрорельефа контактирующих поверхностей, несимметричностью поверхностных и, как следствие, объемных нагрузок (рис. 3).

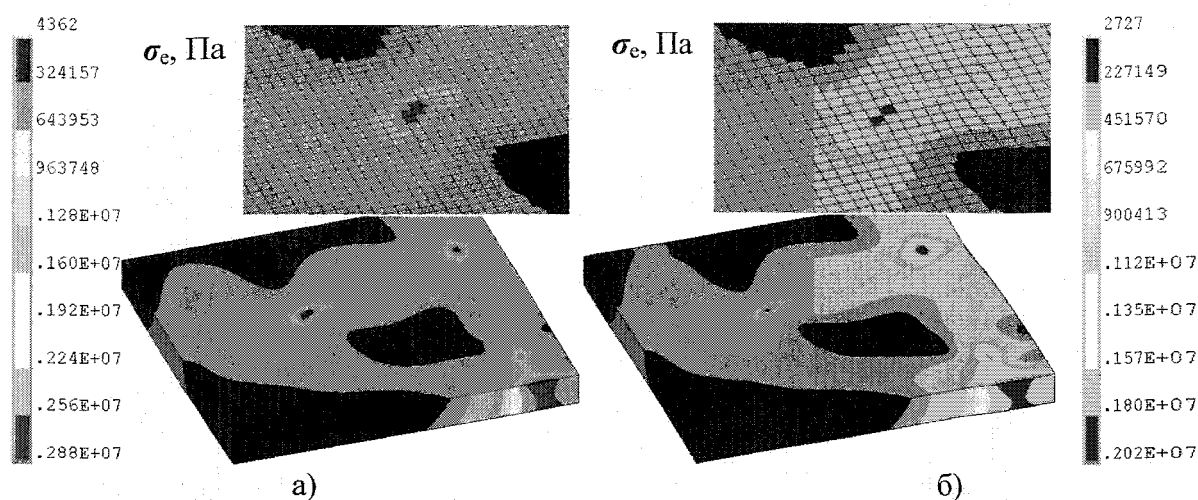


Рис. 3. Распределение термических эквивалентных напряжений в контактном слое корпуса распылителя: а – без тепловой защиты; б – с тепловой защитой

В зонах контакта градиенты температур многократно превышают аналогичные значения в периферийной части поверхности. Градиенты, поверхностные и объемные температуры рассматриваемой модели выше для распылителя без тепловой защиты. На номинальном режиме работы дизеля термические эквивалентные напряжения при упругом характере теплового деформирования в среднем выше на 25 % для иглы и корпуса в распылителе без тепловой защиты.

Результаты контактного анализа. Результаты представлены (рис. 4–6) распределением контактных давлений P_r , Па, нормальных σ_y , Па, и эквивалентных напряжений σ_e , Па, по поверхности и глубине направляющего сопряжения распылителя в дизеле 4ЧН15/20,5 ($P_e = 0,85$ МПа, $n = 1250$ мин⁻¹), а также изменением максимальных значений указанных показателей в зависимости от среднего эффективного давления P_e , МПа, (рис. 6) при $n = 1250$ мин⁻¹.

Абсолютные значения контактных давлений несколько выше фактических давлений, определенных аналитическим методом. Аналитический подход не учитывает распределения давлений по поверхности пятна контакта, предполагая равенство высот микронеровности в пределах пятна.

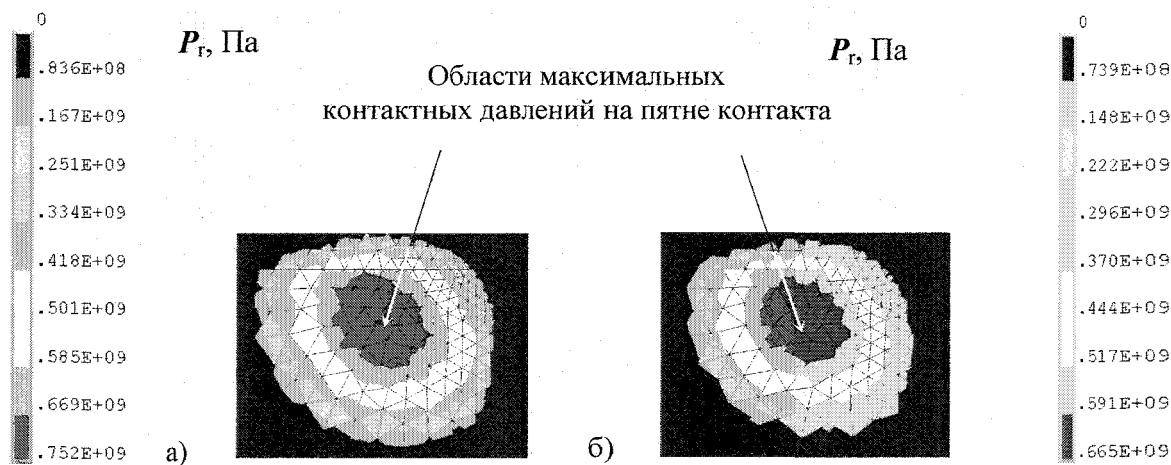


Рис. 4. Распределение контактных давлений в пределах пятна контакта в сопряжении: а – без тепловой защиты; б – с тепловой защитой

Это позволяет определить только некоторые средние распределенные фактические давления при контактировании для различных относительных сближений поверхностей.

Распределение нормальных напряжений в контактном слое сопряжения при различных режимах нагружения дизеля представлено на рис. 5. Распределение нормальных напряжений σ_y в сопряжении имеет «очаговый» характер с увеличением напряжений в области контакта. Формирование «сжатой» среды сферической формы происходит внутри областей с напряжениями растяжения вследствие сложного характера распределения напряжений при контакте элементов.

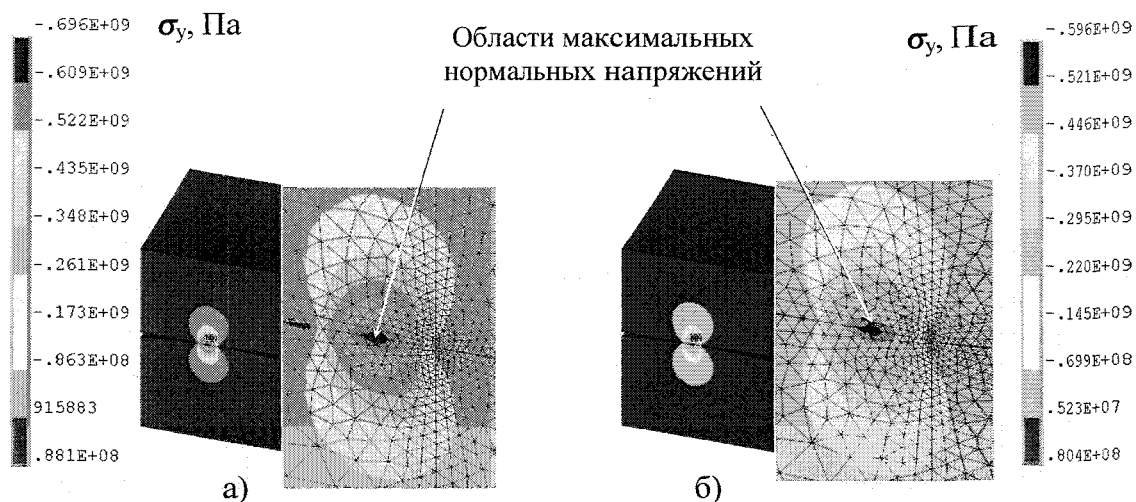


Рис. 5. Распределение нормальных напряжений в контактном слое сопряжения:
а – без тепловой защиты; б – с тепловой защитой

Распределение эквивалентных напряжений σ_e , Па, в области контакта (рис. 6) подтверждает существование сжатого подслоя контактной поверхности, глубина которого зависит от механических свойств материалов элементов, уровня нагружения и режима смазывания трибоконтакта.

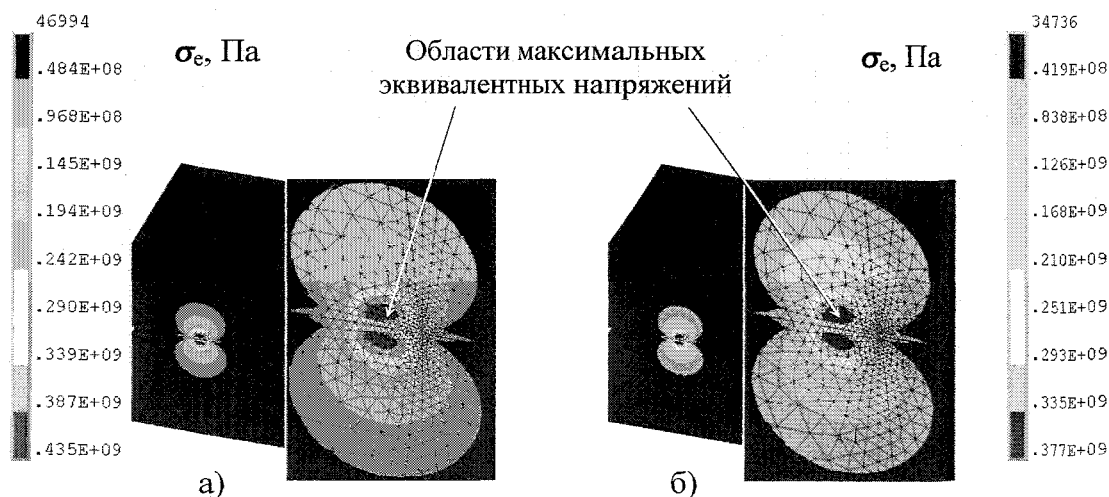


Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений в контактном слое сопряжения:
а – без тепловой защиты; б – с тепловой защитой

Распределение эквивалентных напряжений по поверхности и в объеме элементов сопряжения характеризуется максимальными значениями эквивалентных напряжений в контактном подслое глубиной от нескольких десятков до нескольких сотен нанометров в зависимости от уровня механической нагруженности.

Максимальные значения эквивалентных напряжений в контактном подслое увеличиваются с ростом среднего эффективного давления дизеля в соответствии с рис. 7. Изменение средних зна-

Расчет и конструирование

чений нормальных напряжений в функции от среднего эффективного давления P_e дизеля в соответствии с рис. 7 имеет характер, адекватный характеру изменения нормальной (радиальной) силы N в зависимости от среднего эффективного давления. Максимальные значения нормальных напряжений не превышают пределов текучести для материалов иглы и корпуса распылителя.

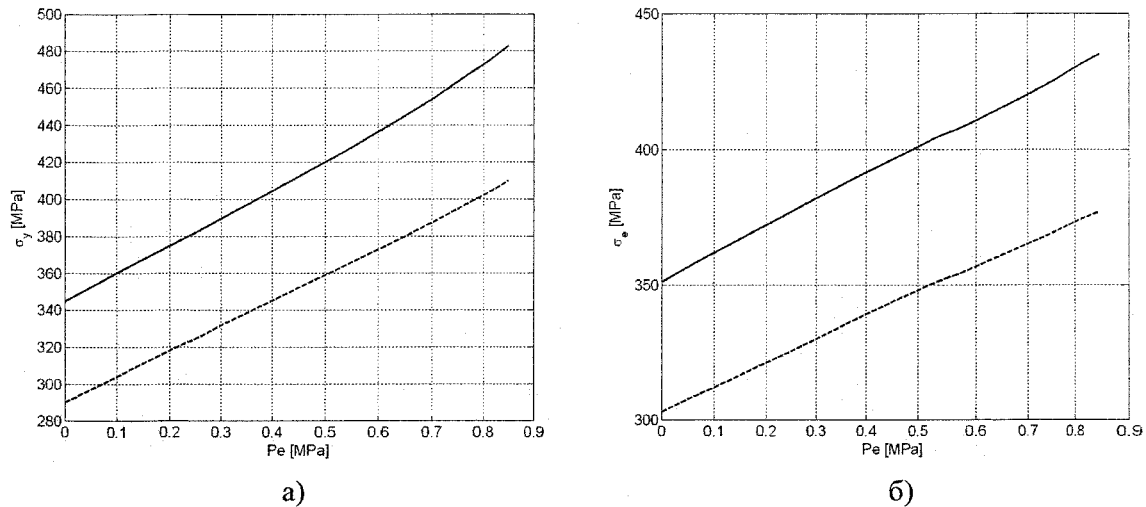


Рис. 7. Изменение средних нормальных напряжений σ_y (а) и максимальных эквивалентных напряжений σ_e (б) в контакте в зависимости от среднего эффективного давления дизеля: — без тепловой защиты; ---- с тепловой защитой

Сравнительный анализ распределения нормальных напряжений в контактной зоне сопряжения «игла–корпус» по глубине элементов в соответствии с рис. 8 свидетельствует о снижении абсолютных значений указанных показателей для распылителя с тепловой защитой на всех режимах работы дизеля. Таким образом, использование экранирования как способа тепловой защиты распылителей форсунок оказывает влияние не только на тепловую (термические напряжения), но и на механическую (эквивалентные и нормальные напряжения) напряженность сопряжения «игла–корпус». Распределение эквивалентных и нормальных напряжений по глубине контактного слоя сопряжения имеет нелинейный характер. Это отражает особенности контактирования иглы и корпуса распылителя и формирования механических нагрузок в области контакта.

Абсолютные значения эквивалентных напряжений по глубине контактного слоя характеризуются максимальными значениями в контактном подслое толщиной до 100 нанометров с последующим снижением указанных параметров и интенсивности их изменения для иглы и корпуса распылителя. Абсолютные значения нормальных напряжений по глубине элементов имеют максимальные значения непосредственно в области контакта, что объясняется снижением площади контактирования в направлении условного центра пятна контакта с постепенным снижением нормальных напряжений и интенсивности их изменения с увеличением расстояния от контактной поверхности.

Изменение градиента нормальных напряжений по глубине контактного слоя в соответствии с рис. 9 характеризует интенсивность механического нагружения контактного слоя элементов сопряжения «игла–корпус» распылителя. Распределение градиентов нормальных напряжений позволяет выявить границу области условной стабилизации интенсивности механического нагружения на глубине от 400 до 600 нанометров для исследуемых распылителей и режимов работы дизеля. Наибольшие значения градиентов нормальных напряжений $d\sigma_y/dh$ соответствуют наиболее тяжелым режимам нагружения, т. е. большей мощности дизеля.

Границу условной стабилизации интенсивности механического нагружения удобно использовать для оценки глубины деформированного материала, предполагая, что контактный слой с максимальной интенсивностью изменения механического нагружения имеет максимальные деформации в условиях упругого контакта. Увеличение указанной глубины с ростом радиальной силы в сопряжении наблюдается с повышением нагрузки дизеля.

В сопряжении «игла – корпус» распылителя при изменении нагрузки дизеля от $P_e = 0$ до $P_e = 0,85$ МПа радиальная сила увеличивается.

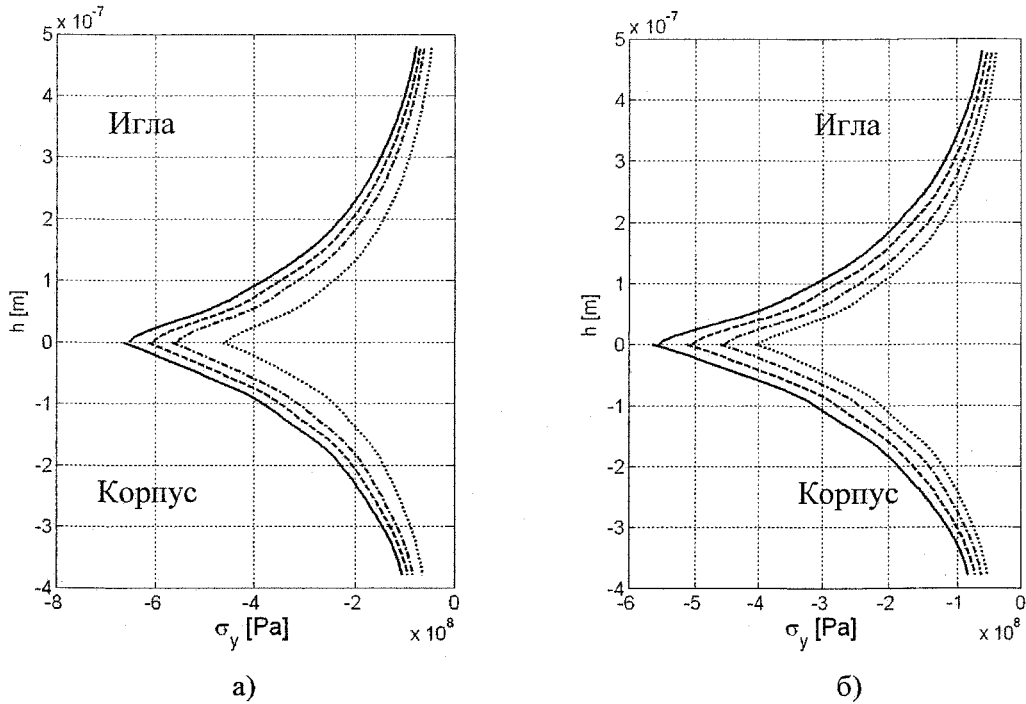


Рис. 8. Распределение нормальных σ_y напряжений по глубине h контактного слоя в направляющем сопряжении распылителя при различных режимах нагружения дизеля: а – без тепловой защиты, б – с тепловой защитой.
..... $Pe = 0$; $Pe = 0,2$ МПа; -.-.- $Pe = 0,5$ МПа; — $Pe = 0,85$ МПа
(дизель 4ЧН 15/20,5; $n = 1250$ мин⁻¹)

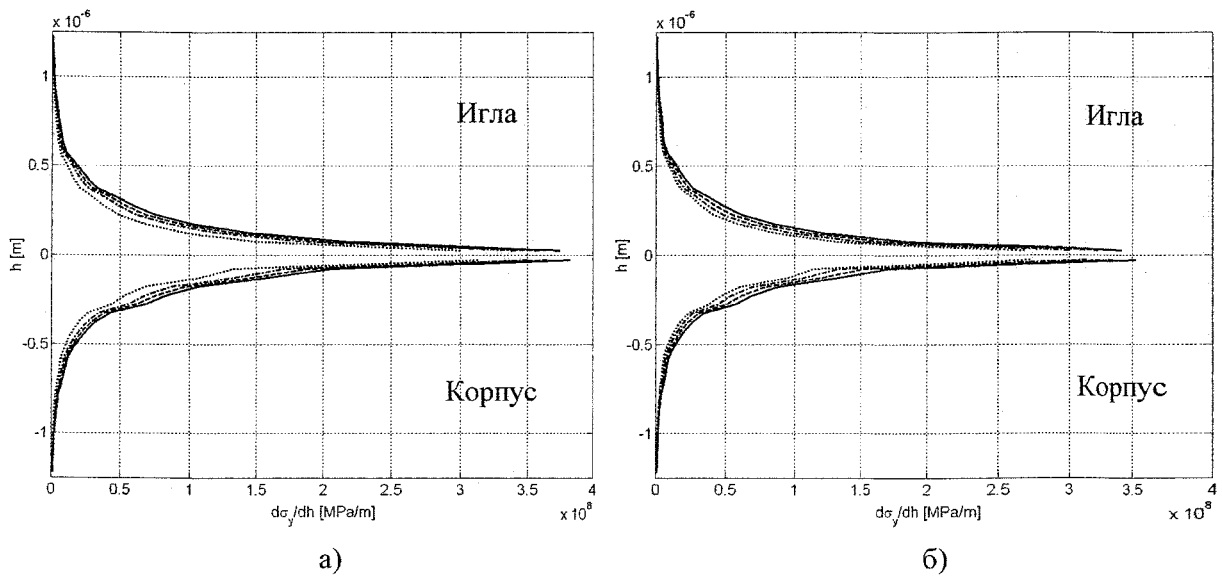


Рис. 9. Распределение градиентов нормальных напряжений $d\sigma_y/dh$ по глубине h контактного слоя в направляющем сопряжении распылителя при различных режимах нагружения дизеля:
а – без тепловой защиты, б – с тепловой защитой
..... $Pe = 0$; $Pe = 0,2$ МПа; -.-.- $Pe = 0,5$ МПа; — $Pe = 0,85$ МПа
(дизель 4ЧН 15/20,5; $n = 1250$ мин⁻¹)

Выводы. Результаты анализа контактных параметров в направляющем сопряжении распылителя в условиях механического нагружения позволяют оценить глубину материала, воспринимающего механическую нагрузку, как одного из ключевых и трудноопределимых показателей энергетической теории трения и изнашивания. Они свидетельствуют о снижении напряженности контактного слоя с применением тепловой защиты, обуславливающей уменьшение температуры распылителя. Параметры напряженного состояния контактного слоя с учетом тепловой защиты

Расчет и конструирование

необходимы для аналитической оценки интенсивности изнашивания и ресурса прецизионного сопряжения распылителя форсунки.

Научная и финансовая поддержка. Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009–2013 гг.» и гранта РФФИ (код проекта 10-08-00424-а «Моделирование нестационарных процессов теплообмена в динамически нагруженных трибосопряжениях с учетом гидродинамического и граничного режимов трения»).

Литература

1. Лазарев, В.Е. Снижение тепловой и гидродинамической нагруженности направляющего сопряжения «игла–корпус» распылителя / В.Е. Лазарев, Г.В. Ломакин, Е.А. Лазарев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2009. – Вып. 14. – № 33 (166). – С. 76–80.

2. Пат. № 2105186 РФ, МПК⁷ 6 F 02 V 53/04. Распылитель топливopодающей форсунки дизеля / В.Е. Лазарев, А.Н. Лаврик, Е.А. Лазарев, Г.П. Мицын, В.И. Кавьяров // Открытия. Изобретения. – 1998. – Бюл. № 5.

Поступила в редакцию 22 мая 2010 г.

Лазарев Владислав Евгеньевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – снижение тепломеханической нагруженности и повышение ресурса прецизионных сопряжений элементов топливной аппаратуры дизелей. Тел.: (351)267-90-98.

Vladislav E. Lazarev. Doctor of engineering science, professor of the Internal Combustion Engines department of South Ural State University. Professional interests – decreasing of heatmechanic load and increase of resource of precision integration of components of diesel engine fuel equipment. Tel.: (351) 267-90-98.

Ломакин Георгий Викторович. Аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – совершенствование конструкции элементов топливной аппаратуры автотракторных дизелей.

George V. Lomakin. Postgraduate student of the Internal Combustion Engines department of South Ural State University. Professional interests – construction updating of auto tractor diesel engine fuel equipment.

ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ КОМПОНЕНТОВ ТОПЛИВА ПЕРСПЕКТИВНЫХ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

М.Е. Чистов

ELEMENTS OF SYSTEM OF GIVING OF COMPONENTS OF FUEL OF PERSPECTIVE FLYING MACHINES

M.E. Chistov

Рассматривается возможность создания многорежимных регулируемых одно-, двух- и трёхкомпонентных топливных форсунок. Затрагиваются такие вопросы, как области применения, конструктивные и технологические аспекты создания таких форсунок.

Ключевые слова: летательный аппарат, двигательная установка, топливная система, форсуночный элемент.

Creation possibility a lot of regime regulated one - two- and three componental fuel atomizers is considered. Such questions, as scopes, constructive and technological aspects of creation of such atomizers are mentioned.

Keywords: a flying machine, impellent installation, fuel system, atomizer element.

В настоящее время большое внимание уделяется альтернативным способам выведения полезной нагрузки на околоземную орбиту. Одними из таких перспективных средств выведения являются авиакосмические системы (АКС). При создании таких сложных систем, как АКС, всегда очень остро стоит вопрос выбора типа применяемой двигательной установки (ДУ). Двигательная установка во многом определяет будущую схему АКС, способ запуска и посадки, траекторию полёта, массу выводимой нагрузки и т. д.

Перечислим основные требования, предъявляемые к перспективным ДУ АКС.

1. Обеспечение взлёта изделия, полёта в атмосфере, выхода на околоземную орбиту, возвращение на землю.

2. Максимально возможное использование окружающей среды для решения задач полёта. Имеется в виду использование атмосферного кислорода как компонента топлива, а также для создания подъёмной силы.

3. Многорежимность. Управляемость процессами ДУ для обеспечения гибкости режимов полёта.

4. Максимальное совмещение узлов и агрегатов в одной установке. Здесь подразумевается использование нового подхода – не применять комбинирование двигательных установок, например, когда на изделие ставятся жидкостный ракетный двигатель (ЖРД) и турбореактивный двигатель (ТРД), а совмещать их в одной установке.

5. Использование топлив, обеспечивающих все режимы работы ДУ.

6. Надёжность и простота конструкции. Возможность применения уже отработанных узлов и агрегатов.

7. Многократность и ремонтпригодность, что существенно снижает стоимость изделия и его эксплуатацию.

8. Возможность создания при имеющемся уровне технологий и научных знаний.

9. Минимальная стоимость создания и последующей эксплуатации.

10. Экологическая чистота на всём жизненном цикле.

Для удовлетворения данных требований необходимо создание новой системы подачи компонентов топлива в камеру сгорания (КС) двигательной установки. Основным элементом, отвечающим за подачу топлива в КС, является форсунка.

В работе рассматривается вопрос создания принципиально новых схем форсунок, которые могут обеспечить удовлетворение предъявляемых к ДУ АКС требований.

Расчет и конструирование

Существует множество форсунок, различающихся как по конструктивному исполнению, так и по принципу действия.

Назначение форсунок определяет предъявляемые к ним требования:

- 1) более полное сгорание компонентов топлива в камере;
- 2) наиболее равномерное распределение компонентов топлива по сечению камеры;
- 3) меньшая склонность к возникновению неустойчивости горения;
- 4) тонкость распыла;
- 5) однородность распыла;
- 6) расходонапряжённость.

Анализируя требования, предъявляемые к двигательным установкам АКС, можно предположить, что самым перспективным вариантом может быть ДУ, являющаяся гибридом турбореактивного и ракетного двигателей. Предполагается, что данные ДУ будут использовать в качестве топлива три компонента: атмосферный воздух и бортовые окислитель и горючее. Также они смогут работать на различных режимах: турбореактивного, переходного и ракетного. Всё это создаёт определённые сложности в организации процесса горения.

На основе этого можно выявить основные черты форсунок, которые удовлетворяли бы требованиям данного типа ДУ.

Форсунки должны обеспечивать:

- 1) подачу воздуха в камеру сгорания;
- 2) многорежимность работы ДУ, устойчивость на переходных режимах работы ДУ;
- 3) равномерное регулирование подачи компонентов топлива в камеру сгорания ДУ;
- 4) равномерность рабочих параметров на всех режимах работы ДУ;
- 5) многоразовость всей ДУ, а значит они должны быть ремонтпригодны и заменяемы в процессе эксплуатации ДУ.

Также форсунки должны:

- 1) содержать минимальное количество элементов;
- 2) быть максимально надёжными.

Для решения этих проблем требуется создать многорежимные форсунки.

Конструкция форсунок сильно зависит от организации процесса подачи компонентов топлива в камеру сгорания двигательной установки: форсунки могут быть одно-, двух- и трёхкомпонентными.

В ракетном двигателестроении нашли применение три типа форсунок (рис. 1):

- струйные;
- центробежные тангенциальные;
- центробежные с завихрителем (шнеком).

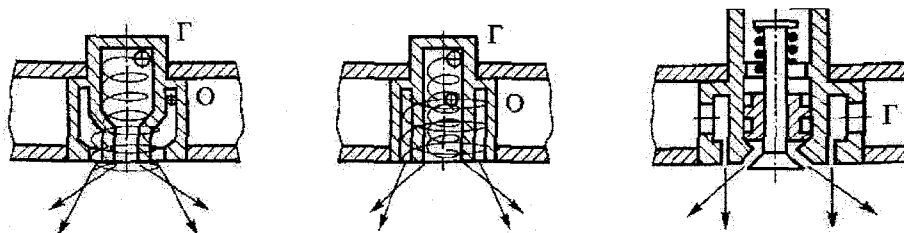


Рис. 1. Центробежные форсунки

Рассмотрим основные варианты подачи трёх компонентов топлива (воздух, окислитель и горючее) в камеру сгорания:

- воздух подаётся через отдельные однокомпонентные форсунки. Окислитель и горючее подаётся через двухкомпонентные форсунки, характерные для ракетных двигателей;
- воздух и окислитель подаётся через специальную многорежимную двухкомпонентную форсунку. Горючее подаётся через однокомпонентную форсунку;
- воздух, окислитель и горючее подаются через одну многорежимную трёхкомпонентную форсунку.

Следует отметить, что требование многорежимности влечёт внесение в конструкцию форсунок подвижных элементов. А это в свою очередь ставит вопрос надёжности работы. Необходимо

конструктивно обеспечить минимальную возможность поломки как подвижных, так и неподвижных элементов конструкции форсунки.

Ниже приведены предлагаемые конструктивные схемы одно-, двух- и трёхкомпонентных форсунок. Рассмотрены основные принципы функционирования, применяемые конструкторские и технологические решения.

На рис. 2 представлена однокомпонентная многорежимная форсунка.

Компонент К2 в газообразном состоянии поступает в полость внутреннего корпуса 2 и давит на поршень 3. Положение поршня зависит от соотношения давления поступающего компонента К2 и силы давления регулировочной пружины 5. Таким образом осуществляется автоматическая регулировка подачи компонента К2. Во внутреннем корпусе 2 выполнены отверстия различных диаметров. Через них осуществляется подача компонента в полость, образованную внутренним 2 и внешним 1 корпусами. Эта же полость является соплом 6, через которое компонент К2 подаётся в камеру сгорания.

Данная форсунка является двухрежимной: нерабочее состояние, когда компонент К2 не поступает, и рабочее регулируемое состояние. Герметичность прекращения подачи в нерабочем состоянии осуществляется уплотнением, состоящим из седла 4 и клапана 3 (он же поршень). В поршне выполнены канавки, которые заполняются мягким материалом (например, медью), а седло 4 выполнено из твёрдых сортов стали.

Схема предназначена для подачи в камеру сгорания только одного компонента – например, воздуха.

Отличительной особенностью представленной на рис. 3 двухкомпонентной многорежимной форсунки является то, что в данной схеме положение регулирующего поршня определяется соотношением давлений двух поступающих в полость внутреннего корпуса 2 компонентов К1 и К2, а также регулировочной пружины 5. Это позволяет изменять подачу сразу двух компонентов в камеру сгорания. Данная форсунка также может работать и в двух крайних режимах, когда осуществляется подача только одного компонента: К1 или К2. То есть данная форсунка является трёхрежимной.

Перемешивание компонентов К1 и К2 происходит в полости между внутренним 2 и внешним 1 корпусами.

Схема предназначена для подачи в камеру сгорания сразу двух компонентов – например, воздуха и бортового окислителя (кислорода).

На рис. 4 представлена двухкомпонентная многорежимная форсунка. Её отличительной особенностью является то, что подача компонента в камеру сгорания осуществляется через сопло 6 внутреннего корпуса 3. В схеме для регулирования подачи компонентов используется соотношение давлений, а также усилие пружины 5, что позволяет более тонко настраивать рабочие режимы форсунки.

Также представляют интерес уплотнения данной форсунки. Узел уплотнения состоит из подвижного поршня 4 и седла 1. В поршне выполнены две кольцевые канавки, заполненные мягким материалом – например, медью. Седло 1 пред-

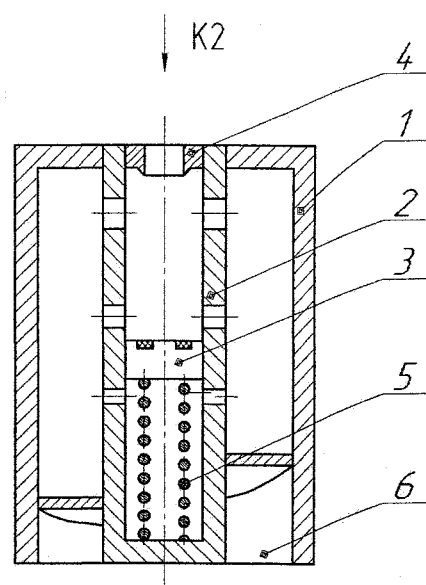


Рис. 2. Однокомпонентная многорежимная форсунка: 1 – внешний корпус; 2 – внутренний корпус; 3 – поршень; 4 – седло; 5 – пружина; 6 – сопло

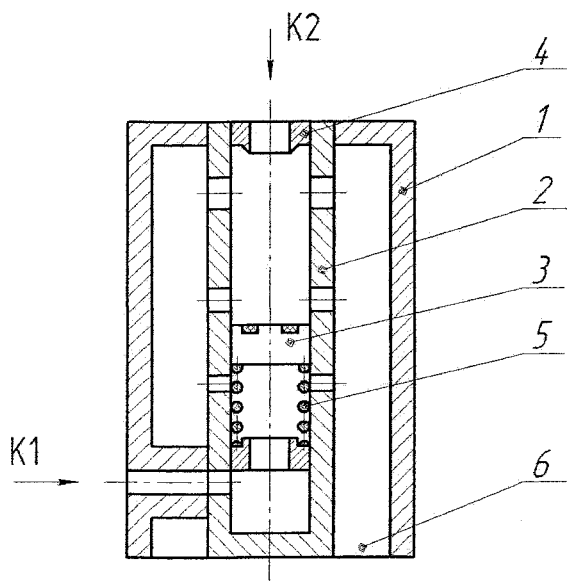


Рис. 3. Двухкомпонентная многорежимная форсунка: 1 – внешний корпус; 2 – внутренний корпус; 3 – поршень; 4 – седло; 5 – пружина; 6 – сопло

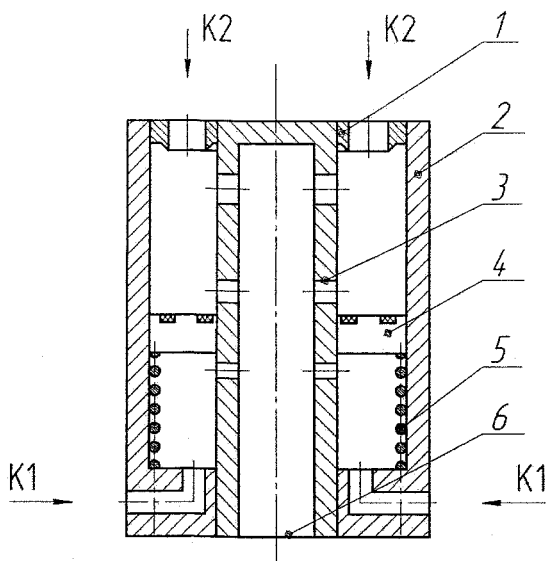


Рис. 4. Двухкомпонентная многорежимная форсунка: 1 – седло; 2 – внешний корпус; 3 – внутренний корпус; 4 – поршень; 5 – пружина; 6 – сопло

ставляет собой металлическое кольцо из твёрдого сплава, на кольце выполнено два выступа (диаметры выступов совпадают с диаметрами колец на поршне). Для подачи компонента K2 в седле 1 между кольцевыми выступами выполнены отверстия требуемого диаметра.

Для подачи в камеру сгорания сразу трёх компонентов предлагается схема трёхкомпонентной многорежимной форсунки. Она представлена на рис. 5. В целом схема форсунки аналогична представленной на рис. 3. Единственным отличием является то, что во внешнем корпусе 1 выполнены отверстия для подачи третьего компонента K3, который может являться горючим (например, метаном). Смешение всех трёх компонентов происходит между наружным 1 и внутренним 2 корпусами.

Данный вариант форсунки предназначен для несамовоспламеняющихся компонентов топлив, иначе возможно воспламенение компонентов в самой форсунке, что может привести к её разрушению.

Таким образом, подача всех трёх компонентов топлива в камеру сгорания осуществляется через один конструктивный элемент, что упрощает конструкцию форсуночной головки и увеличивает её надёжность. Применение данного типа форсунок является наиболее желательным.

Рассмотрим работу форсуночной головки перспективной двигательной установки, включающей в себя трёхкомпонентные многорежимные форсунки, представленные на рис. 5.

Представим гипотетический летательный аппарат – одноступенчатую авиакосмическую систему.

Взлёт АКС производится со взлётной полосы горизонтально. Двигательная установка работает на режиме ракетного двигателя на бортовых компонентах топлива: окислителе K1 и горючем K3. На этом режиме поршень 3 (см. рис. 5) каждой из форсунок находится в крайнем верхнем положении. Через форсунки подаются компоненты K1 и K3.

При разгоне АКС в плотных слоях атмосферы, при достижении определённой скорости и, как следствие, определённого давления подачи воздуха, происходит смещение поршня 3. Начинается подача воздуха (компонента K2) в камеру сгорания. Двигательная установка переходит на комбинированный режим работы: смесь турбореактивного и ракетного.

В зависимости от скорости и высоты полёта меняется и подача воздуха в камеру сгорания. Для обеспечения требуемого соотношения компонентов топлива в камере сгорания в корпусе 2 форсунок выполнены отверстия различного диаметра. И поршень 3, перемещаясь в корпусе 2 автоматически, поддерживает требуемое соотношение подачи компонентов K1 и K2. Двигательная установка также может перейти на работу только от атмосферного кислорода и бортового горючего. На данном режиме поршень 3 находится в крайнем нижнем положении и перекрывает подачу компонента K1.

Достигнув определённой скорости, летательный аппарат делает «горку». Двигательная уста-

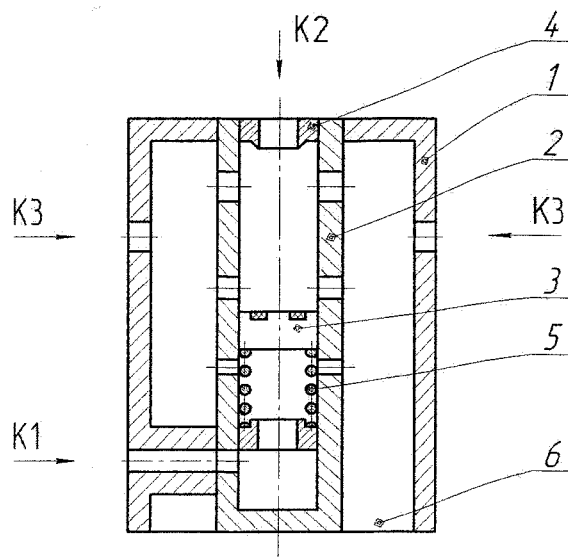


Рис. 5. Трёхкомпонентная многорежимная форсунка: 1 – внешний корпус; 2 – внутренний корпус; 3 – поршень; 4 – лезвия уплотнения

новка снова переходит на ракетный режим работы. Поршень 3 под давлением компонента К1 перемещается в крайнее верхнее положение и перекрывает подачу компонента К2.

Из описания следует, что за всё время полёта летательного аппарата предлагаемая схема форсунки может обеспечить работу двигательной установки на различных режимах. Отличие одного режима от другого заключается в подаче разного количества компонентов топлива: воздуха, окислителя и горючего. Данная схема форсунки может обеспечить одновременную подачу сразу трёх компонентов топлива при различном их соотношении или полностью прекратить подачу одного из двух компонентов – в нашем случае компонентов К1 и К2.

Предлагаемые схемы форсунок могут свести к минимуму влияние переходных режимов на устойчивость работы двигательной установки. Что может быть достигнуто точным подбором диаметров отверстий и последовательностью их расположения во внутреннем корпусе 2. Также возможен вариант, когда вместо набора отверстий в корпусе 2 вдоль оси выполняются щелевые прорезы, что полностью исключает дискретность регулирования подачи компонентов.

При создании перспективных многофазовых авиакосмических летательных аппаратов остро встаёт вопрос о надёжности всей системы, которая складывается из надёжности каждого отдельного её элемента. Одним из самых ответственных агрегатов является двигательная установка (ДУ). Во многом именно она определяет надёжность всей системы.

Рассмотрим влияние надёжности работы форсуночной головки на надёжность всей двигательной установки. Во всех схемах форсунок используется подвижный элемент – поршень. От его работы зависит надёжность форсунки. При работе поршень может заклинить или перекосячить. Если такое случится хотя бы с одной из форсунок, это приведёт к отказу всей ДУ. Прекращение подачи компонентов топлива через одну форсунку может вызвать прогар огневого днища форсуночной головки, что приведёт к разрушению ДУ, а также создаст угрозу для летательного аппарата.

При применении криогенных компонентов также необходимо обеспечить отсутствие примораживания поршня к направляющим поверхностям. Данная поломка приведёт к нарушению однородности подачи топлива и, как следствие, к неустойчивости процесса горения в камере ДУ.

На определённых режимах работы необходимо обеспечить прекращение подачи того или иного компонента, и тут встаёт проблема обеспечения требуемой герметичности при крайних положениях поршня. Это возможно обеспечить точностью изготовления элементов уплотнения, подбором работающих материалов и силой контакта.

Недостаточно добиться определённой надёжности в работе одной форсунки, необходимо обеспечить надёжность при работе десятков и сотен форсунок в составе форсуночной головки. А это гораздо более серьёзная задача. Добиться этого возможно, проводя испытания каждой форсунки по отдельности, а также в составе форсуночной головки. Проблема надёжности работы форсунок требует более детальной и глубокой проработки.

Обеспечение надёжности форсунки начинается с этапа проектирования, где закладываются правильные конструктивные решения, и заканчивается технологией изготовления как отдельных элементов, так и конечной сборки.

Для обеспечения плавного перемещения поршня необходимо не только правильно подобрать материалы всех элементов, но и обеспечить требуемую точность изготовления, а также качество поверхностей.

Для обеспечения герметичности во всех рассмотренных конструкциях предлагается применение уплотнения, состоящего из седла и клапана. В форсунках применяются кольцевые ножи из твердых и прочных материалов – седло, а в корпусе поршня делаются канавки, заполненные мягким эластичным материалом (например медь, бронза), – клапан.

Для сборки форсунок предлагается применять резьбовые соединения с последующей пайкой.

Приведём один из вариантов технологии изготовления предлагаемых форсунок. На наружной поверхности внутреннего корпуса форсунки наносится резьба в местах контакта с внешним корпусом, резьба так же наносится на соответствующие поверхности контакта внешнего корпуса. Перед «навинчиванием» внешнего корпуса на внутренний, резьба покрывается слоем припоя. После сборки форсунка помещается в печь, где происходит процесс пайки. После этого происходит замер требуемых размеров, и, если требуется, дополнительная механическая обработка. Также устанавливаются уплотняющие ножи – седла. Сначала ввинчивается нижнее седло (см. рис. 5). Затем вставляется поршень. Последним ввинчивается верхнее седло. После сборки фор-

Расчет и конструирование

сунка снова помещается в печь, где происходит процесс пайки. Для обеспечения большей герметичности возможен нагрев одних элементов и охлаждение других. Например, нагревают внешний корпус и охлаждают внутренний для получения посадки с натягом.

Так как форсунки ориентированы на применение в многофазовых двигательных установках, то необходимо предусмотреть их ремонтпригодность. Рационально заменять отдельные форсунки из форсуночной головки.

Использование предлагаемого варианта изготовления форсунок может обеспечить требуемую прочность и герметичность конструкции, а также её надёжность.

Технологические аспекты изготовления предлагаемых форсунок также требуют более детальной и глубокой проработки.

Все приведённые схемные решения представляются технологичными и могущими быть реализованными в настоящее время. Применение данных форсунок может решить основные проблемы при создании перспективных двигательных установок авиакосмических систем, использующих атмосферный воздух или трёхкомпонентные топлива.

Предлагаемые схемы форсунок могут быть использованы не только в авиакосмической промышленности, но также могут найти широкое применение в различных установках общего применения, где требуется обеспечить подачу до трёх компонентов топлива в камеру сгорания.

20 июля 2008 года на предлагаемые конструкции форсунок получен патент №75005 на полезную модель «Многорежимная топливная форсунка двигательных установок авиакосмических систем».

Поступила в редакцию 28 июня 2010 г.

Чистов Максим Евгеньевич. Аспирант Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – авиакосмические системы и перспективные двигательные установки; математическое моделирование теплофизических установок. Тел.: (351) 267-92-67.

Maksim E. Chistov. The post-graduate student of the South Ural State University. The area of scientific interests – avia-space systems and perspective impellent installations; mathematical modelling termofizikal installations. Tel.: (351) 267-92-67.

АНАЛИЗ КРИТЕРИЕВ ПРОЧНОСТИ И ПУТИ РАЗВИТИЯ РАСЧЕТОВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В ТРАНСМИССИЯХ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Г.Д. Драгунов, П.В. Яковлев

ANALYSIS OF CRITERIA FOR STRENGTH AND WAYS OF DEVELOPMENT PAYMENT GEARS IN TRANSMISSIONS OF TRANSPORT VEHICLES

G.D. Dragunov, P.V. Yakovlev

Рассматриваются существующие подходы к расчету на выносливость деталей трансмиссий транспортных машин. Проведен анализ одно- и двухпараметрических критериев прочности, а также критериев, учитывающих динамику нагружения. Сформулированы требования к уточненным расчетам на прочность зубчатых передач.

Ключевые слова: трансмиссия, зубчатая передача, расчет на прочность, критерии прочности.

Examines existing approaches to calculating the endurance of parts of transmissions of vehicles. The analysis of one-and two-parameter strength criteria, and criteria that take into account the dynamics of loading. The requirements for refined calculations there on the strength of the gears.

Keywords: transmission, gear, calculation of strength, the strength criteria.

Развитие автомобильной, тракторной техники и других видов транспортных средств идет в направлении повышения скоростей и ускорений, т. е. динамичности, что неизбежно приводит к увеличению динамических ударных нагрузок на детали. Но за счет этого можно достичь новых технико-экономических характеристик машин.

Традиционно считается, что для обеспечения надежности машин следует избегать динамических нагрузок. Этот тезис противоречит указанной выше тенденции развития. Следует наряду с увеличением динамических нагрузок наиболее полно использовать свойства существующих материалов и конструкций, а также искать материалы с новыми свойствами для работы в этих условиях. В теоретическом и расчетном плане для решения обозначенных задач необходимо определить критерии работоспособности материалов и деталей в условиях ударных нагрузок.

В большинстве случаев детали трансмиссий транспортных машин работают при переменных по величине и времени действия нагрузочных режимах, т. е. в так называемом неустановившемся режиме работы. При этом для расчетов используют метод приведения действительного нагрузочного режима к эквивалентному, который вызывает разрушение детали при таком же числе циклов нагружения, что и реальный. В работе И.А. Барского [1] указан порядок расчета на выносливость деталей, работающих в условиях переменных нагрузок. Кратко изложим его:

1. На основании длительных испытаний и статистической обработки материалов выбрать обобщенные осциллограммы действительных нагрузочных режимов тракторов данного тягового класса и назначения.

2. Обработывая обобщенную осциллограмму, построить гистограмму нагрузочных режимов.

3. На основании полученной гистограммы найти эквивалентный силовой фактор M_3 .

4. Определить напряжения асимметричного цикла при действии эквивалентного силового фактора σ_{Rmax} .

5. Найти эквивалентный предел выносливости при симметричном цикле σ_{-13} .

6. Рассчитать допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{-1}]$ или кручения $[\tau_{-1}]$ с учетом конструктивных особенностей детали.

Вместе с тем И.А. Барский указывает, что «связь между пределами выносливости и механической прочностью материала для таких случаев нагружения мало изучена». Очевидно, что необходим новый метод (критерий) определения ресурса деталей трансмиссий транспортных машин, который должен отвечать следующим требованиям:

1. Учитывать весь спектр нагрузочных режимов любого элемента трансмиссии.
2. Опирается на фундаментальные общепринятые понятия и величины.
3. Для расчетов не использовать статистические данные или использовать их только для проверки. Не использовать поправочные коэффициенты.
4. Давать непротиворечивые результаты расчетов и при этом быть легко вычисляемым и проверяемым. Точность расчетов должна быть как можно более высокой.

В порядке обсуждения рассмотрим возможные варианты. Так как для совершения любого перемещения, даже на уровне атомов, необходимо затратить энергию, то в качестве критерия оценки механической прочности трансмиссии предложим меру изменения энергии – работу. Связь работы и энергии можно представить как

$$A = E \cdot \eta. \quad (1)$$

Иначе работа A деформации кристаллической решетки детали есть приложенная извне энергия E (механическая, тепловая и т. д.), умноженная на коэффициент «реализуемости» η этой энергии, который зависит от свойств материала детали. Целесообразно использовать критерий на основе работы разрушения, особенно в случаях ударных нагрузок, когда сила не всегда характеризует разрушение – напряжение становится условным понятием, а процесс разрушения становится предметом не сопротивления материалов, а физики [2].

Общепринято, что при быстром нагружении развитие пластических деформаций затруднено, а главенствующим механизмом разрушения оказывается развитие трещин [3]. Сложилось мнение, что процесс образования и развития трещин сопровождается пластической деформацией металла от самых ранних ее стадий. Многие исследователи считают трещины обычным элементом структуры материала. Рассмотрим критерии разрушения, получившие наибольшее признание:

1. Критерий Гриффитса (1924) [4]. Вывод критерия основан на том, что упругая энергия, накопленная в металле при деформации, при появлении трещины преобразуется в поверхностную энергию. Критерий Гриффитса строго обоснован только для идеально хрупких тел. Следовательно, критерий разрушения не учитывает влияние пластической деформации в энергетике процесса.

2. Критерий Орована (1958) [5]. Этот критерий сходен с критерием Гриффитса, но вместо удельной поверхностной энергии в него входит удельная эффективная поверхностная энергия, учитывающая работу пластической деформации перед вершиной растущей трещины. Критерий Орована, казалось бы, допускает присутствие в пластичном металле трещин больших размеров, чем критерий Гриффитса при тех же внешних напряжениях σ , при действии которых эти трещины не растут. Однако критерий Орована по построению непригоден для описания условий зарождения и развития трещин малой длины.

3. Силовой критерий Ирвина (1957) [6]. Он показывает, что для обеспечения роста трещины напряжения в ее вершине должны достигать значения теоретической прочности. Проведение конкретных расчетов с помощью этого критерия требует информации о геометрии трещины в виде отношения «длина трещины» – «параметр кристаллической решетки», что существенно снижает его значимость и затрудняет практическую применимость.

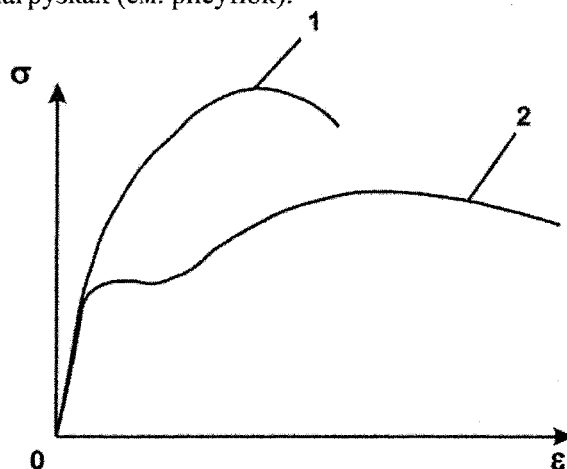
4. Критерий Хакена – Чудновского (1985) [7]. Плавление интерпретируют как разрушение и полагают при этом, что во время пластической деформации необходимо достичь такого изменения (возрастания) энтропии, которое соответствует разрушению (плавлению). Однако отождествление плавления и разрушения не имеет физического обоснования, поскольку переход металла в жидкое состояние не означает его разрушения, так как силы межатомного взаимодействия по причине своей центральности при этом не разрушаются.

5. Энергетический контурный J-интеграл (критерий Черепанова (1967) – Райса (1968)) [8, 9]. Контурный J-интеграл был предложен в качестве параметра разрушения для нелинейно упругого тела с трещиной при плоской деформации. В рамках деформационной теории пластичности, т. е. при отсутствии разгрузки материала, концепция J-интеграла оказывается справедливой для упру-

гопластического поведения твердого тела. Критерий, по существу, является однопараметрическим, но требует выполнения упругопластического расчета тела с трещиной – и, таким образом, учитывает пластичность. Кроме того, не учет разгрузки может быть важен, если только трещина не разрушает деталь при первом же нагружении.

6. Критерий Морозова (1997) [10]. Основан на двух критериях – критерии хрупкого (линейная механика разрушения) и пластического (предельный анализ по теории пластичности) разрушения с интерполяцией между ними в области упругопластического разрушения.

Известно, что скорость приложения нагрузки заметно сказывается на характере наблюдаемых зависимостей между деформациями и напряжениями. Поскольку при быстром нагружении пластические деформации не успевают полностью реализоваться, материал с увеличением скорости деформации становится более хрупким и δ уменьшается. Так как скольжение частиц образца по наклонным площадкам затруднено, должна несколько увеличиться разрушающая нагрузка. Сказанное можно проиллюстрировать, сопоставив диаграммы растяжения при медленно и быстроизменяющейся нагрузках (см. рисунок).



Зависимости напряжения от деформации:
1 – для быстроизменяющейся нагрузки; 2 – для статической нагрузки

Рассмотрим некоторые основные критерии динамического разрушения. В наиболее часто используемых критериях разрушения считается, что время и напряжение являются важнейшими переменными в прогнозировании микроразрушений и структурных нарушений при динамическом нагружении. Общие подходы, представленные Тулером – Бачером (Tuler – Butcher (1968)) [11] и Гилманом – Тулером (Gilman – Tuler (1970)) [12], используют функцию разрушения ϕ как функцию всей продолжительности нагружения $\sigma(t)$:

$$\phi = \int_0^t f[\sigma(t)] dt, \quad (2)$$

где ϕ выбирается для любой удобной функции разрушения; t – время.

Когда ϕ достигает критического значения, t становится временем разрушения t_F . Например, ϕ может формировать общее число или объем микротрещин. Было предложено Тулером – Бачером, что функцию $f[\sigma(t)]$ можно разложить по степеням $(\sigma - \sigma_0)$, где σ_0 – пороговое напряжение, ниже которого не происходит разрушение. Было предложено, что одна величина может быть преобладающей, поэтому

$$\phi = \int_0^t (\sigma - \sigma_0)^\lambda dt, \quad (3)$$

где λ – константа, определяемая для материала экспериментально.

Обращаясь к концепции совокупного ущерба, Тулером – Бачером [11] был предложен следующий критерий разрушения:

$$l = \int_0^{t_F} \left(\frac{\sigma - \sigma_0}{\sigma_r} \right)^\lambda dt, \quad (4)$$

где σ_r – эталонное напряжение; t_F – время до разрушения.

К настоящему времени предложено много других критериев, основанных на критерии Тулера – Бачера. Например, Кагнуокс, Ванжия и др. (Cagnoux (1985), Wanjia et al. (1992)) [13, 14] добавили в критерий параметр нагружения D как внутреннюю переменную. Измененный критерий Тулера – Бачера, предложенный Кагнуоксом (Cagnoux (1985)), описывается следующим отношением:

$$l = \int_0^{t_F} \left(\left(\frac{1}{\sigma_r} \right) \left(\frac{\sigma - \sigma_0}{1-D} \right) \right)^\lambda (1-D)^{\lambda - b\sigma} dt. \quad (5)$$

где λ и b – параметры материала.

В работе Кагнуокса (Cagnoux (1985)) параметр λ был произвольно установлен в единицу. В работе Ванжия и др. (Wanjia et al. (1992)) измененный критерий Тулера – Бачера был записан как

$$l = \int_0^{t_F} \left(\left(\frac{1}{\sigma_r} \right) \left(\frac{\sigma - \sigma_0}{1-D} \right) \right)^\lambda dt. \quad (6)$$

Вышеперечисленные критерии, где время и напряжение являются важными переменными, имеют феноменологическую основу. Чтобы объяснить физические механизмы разрушения, Журков (Zhurkov (1965)) [15] предложил на основе кинетической концепции этих механизмов универсальное соотношение между временем до разрушения t_F , напряжением σ , энергией барьера ΔU и температурой T в виде

$$t_F = t_0 \exp\left(\frac{\Delta U}{kT}\right), \quad (7)$$

где $\Delta U = U_0 - \beta\sigma$ – эффективный энергетический барьер; постоянная t_0 является, по существу, взаимной собственной частотой колебаний атомов в твердом теле; U_0 является энергией в масштабах атома; коэффициент β является параметром микроструктуры.

Критерий Журкова был изменен Дреминым и Молодцовым (Dremin and Molodets (1986)) [16]. Они использовали тот факт, что при пластической деформации разрушение происходит не мгновенно, а через некоторое «накопленное» время. Таким образом, они использовали накопление повреждений как совокупную функцию ϕ , которая характеризует термоактивную стадию разрушения:

$$\phi = \dot{\phi}_0 \exp\left(\frac{-\Delta U}{kT}\right) u l = \int_0^{t_F} \dot{\phi} dt. \quad (8)$$

Они предположили, что переменная $\dot{\phi}_0 = \frac{1}{t_0} U_0 u \beta$ не зависит от температуры.

Подход Журкова развил Клепачко (Klepaczko (1990)) [17], который предложил совокупный критерий для короткого и сверхкороткого времени нагружения. Для получения этого критерия он использовал энергию активации, предложенную Екобори (Yokobori (1952)) [18]:

$$\Delta U(\sigma) = \Delta U_0 \ln\left(\frac{\sigma_0}{\sigma}\right). \quad (9)$$

Подставив выражение (9) в формулу (8), он получил следующий критерий:

$$t_{C_0} = \int_0^{t_F} \left(\frac{\sigma}{\sigma_0} \right)^{\frac{\Delta U_0}{kT}} dt, \quad (10)$$

где ΔU_0 – барьер энергии для ненапряженного тела; σ_0 – пороговое напряжение, соответствующее характерному времени t_{C_0} ; t_F – время до разрушения.

Этот критерий был успешно использован Ханым и Клепачко (Hanım, Klepaczko (1997, 1999, 2001)) [19–21] для моделирования разрушения алюминиевого сплава при плоском воздействии. Позже Ханым (1998), Ханым и Клепачко (1999, 2010) показали эффект влияния температуры на этот критерий, выразив пороговое напряжение σ_0 как функцию температуры:

$$\sigma_0(T) = \sigma_0^0 \frac{G(T)}{G_0}, \quad (11)$$

где σ_0^0 – пороговое напряжение при абсолютной температуре около 0 К; $G(T)$ – модуль сдвига при температуре около 0 К.

На основании анализа волновой динамики при растрескивании Канелом и др. (Kanel et al. (1996)) [22] были установлены эмпирические зависимости между скоростью разрушения и напряжением:

$$\dot{\phi} = \chi \left(\frac{\sigma}{\sigma_n} \right)^\alpha. \quad (12)$$

Здесь $\dot{\phi}$ – объемная скорость деформации; α и χ – характеристики материала; σ_n – пороговое межзатомное напряжение. Параметр $\chi = 4$ был принят в работе Канела и др.

Для учета влияния температуры Канел и др. предложили следующее значение σ_n :

$$\sigma_n(T) = \sigma_n^0 \frac{g(T)}{g(T_0)} \quad (13)$$

$$\text{при } g(T) = k_1 \ln(T_m - T) + k_2, \quad (14)$$

где k_1 и k_2 – подгоночные параметры; T_m – температура плавления; T и T_0 – текущая и начальная температура.

Как указывает Гилман и Тулер (Gilman and Tuler (1970)) [12], критерии, описанные выше, могут быть обобщены формулой (2). Однако эти критерии основаны только на пластической форме развития повреждений и не описывают механизмы их зарождения, роста и слияния. Можно классифицировать эти критерии как критерии типа «Тулера – Бачера».

Второй тип критериев динамического разрушения основан на зарождении и росте трещин и пустот. Рассмотрим некоторые из них.

В критерии, предложенном Барби и др. и Курраном и др. (Barbee (1972) and Curran (1987)) [23, 24], уравнение функции для скорости образования микротрещин хорошо согласуется с экспериментальными результатами Журкова (Zhurkov (1965)) [25]:

$$\dot{N} = \dot{N}_0 \exp\left(\frac{\sigma - \sigma_n}{\sigma_r}\right), \quad (15)$$

где \dot{N}_0 – порог скорости образования микротрещин; σ_n – порог напряжения образования микротрещин; σ_r – относительное напряжение.

Темпы роста, предложенные Барби и др. (1972) и Курраном и др. (1987), определяются по формуле

$$\dot{R} = \left(\frac{\sigma - \sigma_{g0}}{4\eta} \right) R, \quad (16)$$

где R – радиус вершины пустоты/трещины; σ_{g0} – прирост порогового напряжения; η – ударная вязкость материала.

Общий объем пустот V_v , связанный с зарождением микротрещин и ростом в конце интервала времени приложения нагрузки Δt , определяется по форме сферических полостей Барби и др. и Куррана и др. согласно формуле

$$V_v = 8\pi \dot{N} \Delta t R_0^3 + V_{v0} \exp\left(3 \frac{\sigma - \sigma_{g0}}{4\eta} \Delta t\right), \quad (17)$$

Расчет и конструирование

где $V_{v0} = 8\pi N_0 \Delta t R_0^3$ и R_0 – относительный объем полости и радиус соответственно в начальный момент времени.

Для описания зарождения микротрещин и полостей в пластичных металлах Ражендраном и др. (1989) (Rajendran et al., 1989) [26] была предложена динамическая модель, названная моделью RDG. В ней процесс зарождения полостей моделировался с помощью гауссового распределения. Рассмотрим только зарождение очагов и полостей в RDG модели, при этом не будем использовать пластическую составляющую. Если мы обозначим через f объемную долю полостей, то скорость развития этих фракций будет определяться формулой Чу и Нидлемана (Chu and Needleman, 1980) [27]:

$$f = F_\sigma \dot{\sigma} + F_\varepsilon \dot{\varepsilon}^P + \dot{f}_g. \quad (18)$$

Первое слагаемое в формуле (18) является составляющей развития трещины, определяемое напряжением; второе слагаемое является составляющей, определяемой деформацией; последнее слагаемое \dot{f}_g представляет собой скорость роста трещины. В формуле (18) $\dot{\sigma}$ – скорость нарастания напряжения; $\dot{\varepsilon}^P$ – скорость развития пластической деформации; F_σ и F_ε задаются следующими гауссовыми распределениями, как первоначально предложили Чу и Нидлемана (1980):

$$F_\sigma = \frac{f_1}{s_1 \sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{1}{2} \left(\frac{\sigma - \sigma_n}{s_1}\right)^2\right); \quad (19)$$

$$F_\varepsilon = \frac{f_2}{s_2 \sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{1}{2} \left(\frac{\varepsilon^P - \varepsilon_n}{s_2}\right)^2\right). \quad (20)$$

Здесь σ_n и ε_n означают эквивалентный порог напряжения и деформацию, соответственно, вокруг очага зарождения микротрещины, которые распространяются по закону гауссового распределения. Значения s_1 и s_2 являются стандартными отклонениями этих распределений. Значения f_1 и f_2 , определяют максимально допустимый объем фракций через очаги напряжения и деформации, соответственно. В модели RDG темпы роста полостей определяется соотношением

$$\dot{f}_g = (1 - f) \dot{\varepsilon}_{ii}^P, \quad (21)$$

где $\dot{\varepsilon}_{ii}^P$ – следы тензора скоростей пластической деформаций, который представляет собой скорость неупругой объемной деформации. Отметим, что в модели RDG, как и в модели Барби и др. и Керран и др., пороговые переменные не зависят от давления и температуры.

Проведенный анализ критериев разрушения показал, что подавляющее большинство их можно классифицировать на две категории: критерии типа «Тулера – Бачера», и критерии, основанные на зарождении и росте трещин и пустот. Тем не менее, есть и другие критерии, но они похожи на один из двух типов, описанных выше, (см., например, работы Eftis (1991) and Nemes (1992)) [28]. Однако современные методики расчета деталей машин не содержат рекомендаций по выбору того или иного критерия. Например, в настоящее время расчет шестерен при динамическом нагружении проводят по ГОСТ 21354–87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность». Получаемые на первом этапе расчетов значения справедливы для статического нагружения. Далее их необходимо умножить на рекомендуемый полуэмпирический коэффициент динамичности. Окончательные значения массово-габаритных характеристик зубчатых колес являются неточными и, как правило, завышенными.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что используемые методы расчета зубчатого зацепления в трансмиссиях транспортных машин требуют уточнения обоснованием применения проанализированных выше критериев разрушения, что позволило бы, в частности, повысить надежность трансмиссии и более полно использовать свойства существующих материалов и конструкций. Вместе с тем необходимо выработать рекомендации по применению того или иного критерия прочности к расчетам отдельных узлов в зависимости от условия их работы. Более того, при разработке современной методики проектирования зубчатых передач необходимо учитывать следующие направления снижения их динамической нагруженности:

1. Выбор оптимального, с точки зрения снижения контактных напряжений, профиля рабочей поверхности зуба или повышение податливости зубчатого венца шестерни.
2. Использование новых конструктивных решений составных (клееных) зубчатых колес или внедрение в них механических гасителей колебаний.
3. Замена материалов зубчатых колес при изготовлении на неметаллические с уточнением соответствующих расчетов, и прежде всего теплового расчета.
4. Использование многокомпонентных дисперсионных смазочных материалов и учет их демпфирующих свойств при контакте зубьев.
5. Проведение уточненных расчетов на ЭВМ в соответствии с критерием Тулера – Бачера, позволяющих оценить величину динамических нагрузок и ресурс детали.

Литература

1. Барский, И.Б. Конструирование и расчет тракторов / И.Б. Барский. – М.: Машиностроение, 1980.
2. Феодосьев, В.И. Сопротивление материалов / В.И. Феодосьев. – М.: МГТУ им. Баумана, 1999.
3. Владимиров, В.И. Физическая природа разрушения металлов / В.И. Владимиров. – М.: Металлургия, 1984. – 280 с.
4. Griffith, A.A. The theory of rupture / A.A. Griffith // Proc. 1st. Congr. Appl. Mech. – Delft, 1924. – P. 55–63.
5. Orowan, E. Fundamentals of brittle behaviour of metals / E. Orowan // Fatigue and Fracture of Metals. – New York: Wiley, 1952. – P. 139–167.
6. Irwin, G.R. Analysis of stress and strains near the end of a crack traversing a plate / G.R. Irwin // Trans. ASME. J. Appl. Mech. – 1957. – V. 24. – P. 361–364.
7. Хакен, Г. Синергетика: иерархии неустойчивостей в самоорганизующихся системах и устройствах / Г. Хакен. – М.: Мир, 1985. – 423 с.
8. Черепанов, Г.П. О распространении трещин в сплошной среде / Г.П. Черепанов // Прикл. матем. и механика. – 1967. – № 3. – С. 476–488.
9. Rice, J.R. Some further results of integral analysis and estimates / J.R. Rice, P.C. Paris, J.G. Merkle // Progress in Flaw Growth and Fracture Toughness Testing, ASTM STP 536. American Society for Testing and Materials. – Philadelphia, 1973. – P. 231–245.
10. Морозов, Е.М. Механика разрушения упругопластических тел / Е.М. Морозов. – М.: МИФИ, 1986. – 88 с.
11. Tyler, F.R. A criterion for the time dependence of dynamic fracture / F.R. Tyler, B.M. Butcher // Int. J. Fract. Mech. – 1968. – 4. – P. 431–437.
12. Gilman, J.J. Dynamic fracture by spallation in metals / J.J. Gilman, F.R. Tyler // Int. J. Fract. Mech. – 1970. – 6 (2). – P. 169–182.
13. Cagnoux, J. Deformation et mine d'un verre pyrex soumis a un choc intense: etude experimental et modelisation du comportement: PhD dissertation / J. Cagnoux. – France, 1985.
14. Study on dynamic damage-accumulation for the stainless steel (00Cr18Ni9) / Z. Wanjia, Z. Yuanjin, S. Chunxiang, W. Wu // Proceeding of the International Symposium on Intense Dynamic Loading and Its Effects. – Chengdu, China, 1992. – P. 339.
15. Zhurkov, S.N. Kinetic concept of the strength of solids / S.N. Zhurkov // Int. J. Fract. – 1965. – 1. – P. 311.
16. Dremine, A.N. On the spall strength of metals / A.N. Dremine, A.M. Molodets // Proceeding of the International Symposium on Intense Dynamic Loading and Its Effects. – Beijing, China, 1986. – P. 13–21.
17. Klepaczko, J.R. Dynamic crack initiation, some experimental methods and modeling / J.R. Klepaczko // Klepaczko, J.R. (Ed.), Crack Dynamics in Metallic Materials. – Springer-Verlag, Vienna, 1990. – P. 255.
18. Yokobori, T. The Cottrell-Bilby theory of yielding of iron / T. Yokobori // Phys. Rev. – 1952. – 88. – P. 1423.
19. Hanim, S. Numerical study of spall in an aluminum alloy under planar impact loading / S. Hanim, J.R. Klepaczko // Journal de Physique. – 1997. – P. 791.

Расчет и конструирование

20. Hanim, S. Numerical study of spalling of an aluminum alloy 7020-T6 / S. Hanim, J.R. Klepaczko // *International Journal of Impact Engineering*. – 1999. – 22. – P. 649.

21. Hanim, S. Effects of initial temperature on spalling of metals / S. Hanim, J.R. Klepaczko // *Journal de Physique*. – 2000. – 10. – P. 397.

22. Kanel, G.I. Simulation of spall fracture of aluminum and magnesium over a wide range of load duration and temperature / Kanel, G.I., Razorenov, S.V., Bogatch et al. // *Hyper Velocity Impact Symposium*. – Freiburg. 1996.

23. Dynamic fracture criteria for ductile and brittle metals / T.W. Barbee, Jr. Seaman, R.L. Crewdson, D.R. Curran // *Journal of Materials, JMLSA*. – 1972. – 7. – P. 393–401.

24. Curran, D.R. Dynamic failure of solids / D.R. Curran, L. Seaman, DA. Shockey // *Physics Reports*. – 1987. – 5–6 (147). – P. 253–388.

25. Zhurkov, S.N. Kinetic concept of the strength of solids / S.N. Zhurkov // *Int. J. Fract.* – 1965. – 1. – P. 311.

26. Rajendran, A.M. A void nucleation and growth based failure model for spallation / A.M. Rajendran, M.A. Dietsberger, D.J. Grove // *J. Appl. Phys.* – 1989. – 65. – P. 1521–1527.

27. Chu, C.C. // *J. Eng. Mater. Tech.* – 1980. – 102. – P. 249.

28. Eftis, J. Viscoplastic analysis of plate-impact spallation / J. Eftis, J.A. Nemes, P.W. Randies // *International Journal of Plasticity*. – 1991. – 7. – P. 15–39.

Поступила в редакцию 31 мая 2010 г.

Драгунов Геннадий Дмитриевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобили», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск); (351) 267-94-41; dgd@susu.ac.ru; 454080, г. Челябинск, пр. Ленина, 76. Область научных интересов – тепловые двигатели, механика трансмиссий машин.

Gennadiy D. Dragunov. Doctor of Technical Sciences, Professor of «Cars» South-Ural State University, (351) 267-94-41; dgd@susu.ac.ru; 454080, Chelyabinsk, Lenin Avenue, 76. Research Interests heat engines, mechanical transmissions of cars.

Яковлев Петр Витальевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобили», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск); (351) 267-94-41, pv_jk@mail.ru; 454080, г. Челябинск, пр. Ленина, 76. Область научных интересов – трансмиссии транспортных машин.

Peter V. Yakovlev. Candidate of technical sciences, assistant professor of «Cars» South-Ural State University, (351) 267-94-41, pv_jk@mail.ru; 454080, Chelyabinsk, Lenin prospect, 76. Interests – transmission of transport vehicles.

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С МЕХАНИКОМ-ВОДИТЕЛЕМ

С.В. Кондаков, Н.Н. Корнаева, О.О. Павловская, С.И. Черепанов

IMITATION MODEL OF MOBILITY OF HIGH-SPEED CATERPILLAR MACHINE WITH MECHANIC-DRIVER

S.V. Kondakov, N.N. Kornaeva, O.O. Pavlovskay, S.I. Cherepanov

Обоснована математическая модель механика-водителя, управляющего криволинейным движением быстроходной гусеничной машины. Приведены результаты имитационного моделирования криволинейного движения машины, управляемой механиком-водителем. Проведено сравнение качества функционирования быстроходной гусеничной машины при управлении человеком и автоматом, сканирующим дорогу. Показано, что разработанная модель механика-водителя позволяет количественно оценить требования к уровню его профессиональной подготовки.

Ключевые слова: быстроходная гусеничная машина, математическая модель, гидрообъемная передача, механизм поворота, передаточная функция, человек-оператор, механик-водитель, управление криволинейным движением.

Substantiated mathematic model of mechanic-driver for curvilinear movement of high-speed caterpillar machine. Considers the results of researching of machine mobility, driving by man. Illustrated changes of man-machine system function quality while driving by man or automate, scanning the road. Declared numerical demand of his professional training.

Keywords: high-speed caterpillar machine, mathematic model, hydrostatic drive, turning mechanism, transmitting function, man-operator, mechanic-driver, curvilinear movement driving.

В работах [1, 2] рассмотрены вопросы управляемости быстроходных гусеничных машин (БГМ) с позиции совершенствования системы управления поворотом, в которую включены гидрообъемный механизм поворота (ГОМП), устройство подачи топлива в двигатель и механизм раздельного торможения по бортам. Человек, управляющий движением БГМ, в этих работах специально не рассматривался. Аргументом такого подхода являлась необходимость проработки алгоритма работы автоматической системы (АС), управляющей наклонной шайбой ГОМП, при задании наиболее опасных режимов поворота (вход-выход из поворота, движение по синусоиде, маневр «переставка»). Предполагалось, что движение по дороге в реальных условиях сопряжено с менее опасными режимами.

В дальнейшем [3] этот подход развит – проведено моделирование движения БГМ по дороге, заданной набором участков различной кривизны. Причем дорога укомплектована высокочастотным кабелем, по которому ориентируется автомат, считывающий с него информацию и управляющий штурвалом. Такой подход справедлив только при том условии, что управление БГМ осуществляет автомат, реагирующий на необходимость изменения направления движения машины в соответствии с текущей дорожной ситуацией. Такое представление управления криволинейным движением БГМ не учитывает динамических свойств механика-водителя как управляющего звена.

Для системы управления (СУ) БГМ как для особо ответственной человеко-машинной системы (ЧМС) актуальной является задача учета характеристик механика-водителя, что требует обоснования математической модели последнего.

В области моделирования механика-водителя, управляющего БГМ, имеются наработки. Это в первую очередь работы МВТУ им. Н.Э. Баумана (Красненьков В.И. [6]), Курганского государ-

Расчет и конструирование

ственного университета (Благоднаров А.А., Держанский В.Б. [7]). В докторской диссертации В.Б. Держанского приведена математическая модель механика-водителя (МВ), заимствованная в своё время из трудов Дж. Хендерсона и приведенная в обзорной работе Цибулевского И.Е. [8].

На первом этапе исследований за основу были взяты рекомендованные в [7] параметры модели МВ (рис. 1): коэффициент усиления $k=10$, постоянная времени $T_1 = 1$ с, характеризующая реакцию на текущую относительную скорость изменения курсового угла трассы, постоянная времени $T_2 = \sqrt{0,2}$ с, характеризующая исполнительный механизм человека, коэффициент затухания колебаний $\xi=0,4$, постоянная запаздывания $\tau = 0,2$ с) и проведено имитационное моделирование движения БГМ с указанными параметрами МВ.

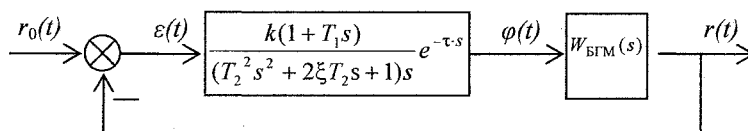


Рис. 1. Автоматизированная СУ движением БГМ

На рис. 1 $r_0(t)$ – кривизна траектории дороги, $r(t)$ – кривизна траектории движения центра тяжести БГМ, $\varepsilon(t)$ – ошибка кривизны, $\varphi(t)$ – угол поворота штурвала, $W_{БГМ}(s)$ – передаточная функция БГМ. Из графика переходной характеристики системы (рис. 2), полученного в Vissim и имеющего явно выраженную колебательность, следует, что качество функционирования автоматизированной СУ БГМ неудовлетворительное.

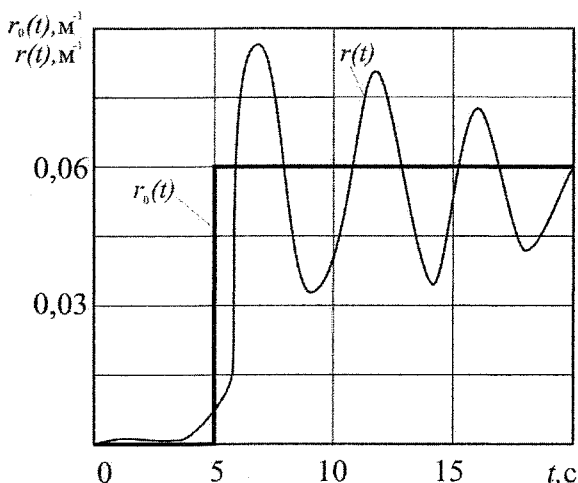


Рис. 2. Переходная характеристика автоматизированной СУ БГМ при параметрах модели МВ, взятых из работы [7]

Поэтому цель данной работы – обоснование вида математической модели МВ, адекватно описывающей его реакцию на ситуацию на дороге, и выбор параметров модели, в пределах возможностей человека, исходя из желаемого качества функционирования автоматизированной СУ БГМ. Это позволит в дальнейшем, во-первых, сравнить качество функционирования автоматической и автоматизированной СУ БГМ; во-вторых, количественно оценить требования к уровню подготовки МВ.

В работах [4, 5, 8] проведен анализ влияния человеческого фактора в информационных и технических системах и показано, что:

1. Основными свойствами человека-оператора (ЧО), в данном случае МВ, учитываемыми при его математическом моделировании, являются: свойство адаптации и время реакции, которое складывается из трех периодов: периода восприятия входного сигнала, периода принятия решения и периода совершения действия.

2. Известны квазилинейные модели (линейные при обработке фиксированного и ограниченного набора внешних воздействий) и нелинейные модели ЧО. Однако до настоящего времени ни одна нелинейная модель ЧО не доказала своей особенной полезности для инженерных целей, так как каждая из них синтезирована методом проб и экспериментов для конкретного объекта управления.

3. Вид модели ЧО существенно зависит от типа слежения, последний зависит от содержания предъявляемой ЧО информации. Так, при *сопровождающем слежении* оператор видит и входной сигнал, и сигнал о текущем состоянии управляемого объекта. Задача оператора состоит в том, чтобы удерживать разность между этими сигналами вблизи нулевого значения. В свою очередь, модели сопровождающего слежения делятся на модели с *предвидением* (ЧО видит не только текущее положение цели, но и закон изменения этого сигнала на некоторый отрезок времени вперед) и модели *без предвидения*. При *компенсирующем слежении* оператор видит лишь информа-

цию об отклонении управляемой величины от заданного значения, ему трудно предвидеть необходимые действия, поэтому точность компенсирующего слежения ниже, чем сопровождающего.

4. Наибольшее распространение получили следующие квазилинейные модели ЧО:

а) модель Дж. Хендерсона
$$W(s) = \frac{\Phi(s)}{E(s)} = \frac{k(1+T_1s)}{(T^2s^2 + 2\xi Ts + 1)s} e^{-\tau s}; \quad (1)$$

б) модель Д. Макруера и Е. Крендела
$$W(s) = \frac{\Phi(s)}{E(s)} = \frac{k(1+T_3s)}{(1+T_1s)(1+T_2s)} e^{-\tau s}. \quad (2)$$

В моделях (1) и (2) звено чистого запаздывания отражает запаздывание реакции ЧО, определяемое временем на восприятие входного сигнала и на принятие решения; постоянные времени знаменателей передаточных функций характеризуют инерционность нейромускульного механизма ЧО; форсирующие составляющие моделей, свидетельствующие о том, что ЧО реагирует не только на входную величину, но и на ее производную, что компенсирует инерционное запаздывание, обеспечивают устойчивость и качество обработки полезного сигнала.

Преимуществом модели (1) с точки зрения качества управления является наличие в ней идеального интегрирующего звена, благодаря чему обеспечивается точное воспроизведение ступенчатого сигнала после окончания переходного процесса. Это реальное свойство МВ (после завершения поворота БГМ продолжает движение по дороге, а не рядом с ней), которое не отражается моделью (2).

Учитывая вышесказанное при математическом моделировании МВ БГМ, решающего задачу сопровождающего слежения с предвидением, следует отдать предпочтение модели (1), хотя и с оговорками. Оговорки связаны с тем, что эта модель получена для случая компенсирующего слежения и для конкретного объекта управления (ОУ), причем в них, согласно утверждениям авторов, невозможно отделить модель человека от модели ОУ. Кроме того, в работе [8, с. 253] указано, что вообще «линейная модель ЧО, полученная для случая слежения за непрерывным случайным входным сигналом, совсем непригодна для восприятия реакции человека на ступенчатый сигнал». Действительно, форсирующее звено, реализует функцию упреждения (что очень важно для МВ выдающего предстоящее изменение кривизны траектории и поворачивающего штурвал еще до начала поворота дороги) только при непрерывно изменяющемся входном сигнале $X_{вх}$, а при скачкообразном изменении $X_{вх}$ форсирующее звено вырождается в усилительное.

Таким образом, имеющиеся в литературе математические модели ЧО не могут быть напрямую применены для описания МВ, управляющего криволинейным движением БГМ. В связи с этим разработана новая модель МВ, отвечающая специфике управления БГМ. Предложенная модель отображает свойства водителя как звена, выполняющего функцию сопровождающего слежения с предвидением. Математическая модель МВ представлена на рис. 3.

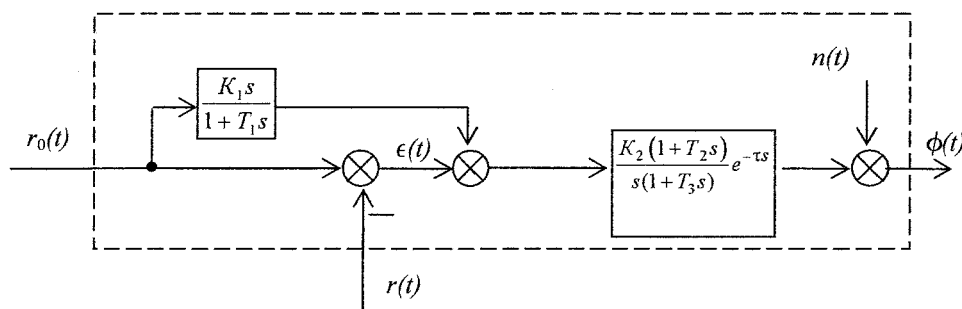


Рис. 3. Математическая модель механика-водителя

Описание математической модели МВ. На вход модели (рис. 3) поступает два сигнала: заданная кривизна дороги $r_0(t)$ и фактическая кривизна траектории движения центра тяжести БГМ $r(t)$ в виде наблюдаемого МВ положения БГМ на дороге.

Свойства МВ как комплекса обработки информации отображают два звена: элемент сравнения, посредством которого МВ выявляет отклонение фактической кривизны траектории движения центра тяжести БГМ от заданной, и реальное дифференцирующее звено $W_{МВ1} = \frac{K_1 s}{1 + T_1 s}$,

Расчет и конструирование

рое отражает вычисление МВ скорости изменения кривизны траектории дороги, что способствует совершению МВ упреждающих действий.

Свойства МВ как исполнителя, управляющего БГМ на основании полученной информации, отражены в передаточной функции $W_{\text{МВ2}} = \frac{K_2(1+T_2s)}{s(1+T_3s)} e^{-\tau s}$.

На рис. 4. приведена схема моделирования системы управления БГМ с указанием числовых значений параметров модели МВ, где «кр дороги» – $r_0(t)$, «Kr real» – $r(t)$, «УН1» – $\varphi(t)$.

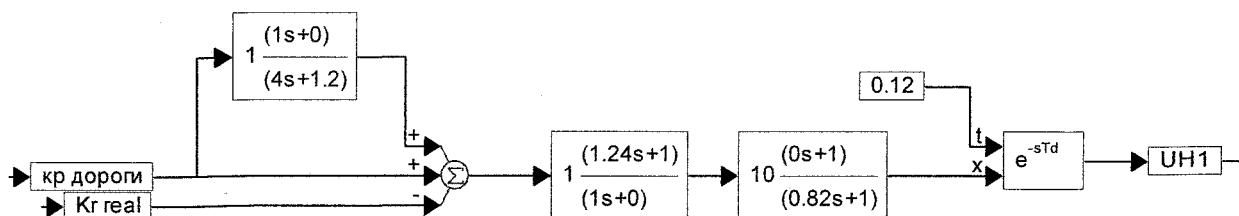


Рис. 4. Схема моделирования автоматизированной СУ БГМ

Исключим человека из операции управления БГМ, заменив его автоматом, сканирующим дорогу непосредственно по высокочастотному кабелю (рис. 5).

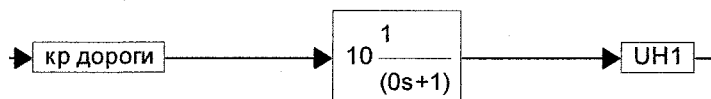


Рис. 5. Математическая модель автомата, управляющего БГМ по высокочастотному кабелю

Поскольку не все дороги снабжены «электропроводом», представляет интерес сравнение качества функционирования БГМ при управлении человеком и автоматом, сканирующим дорогу. Результаты моделирования приведены на рис. 6.

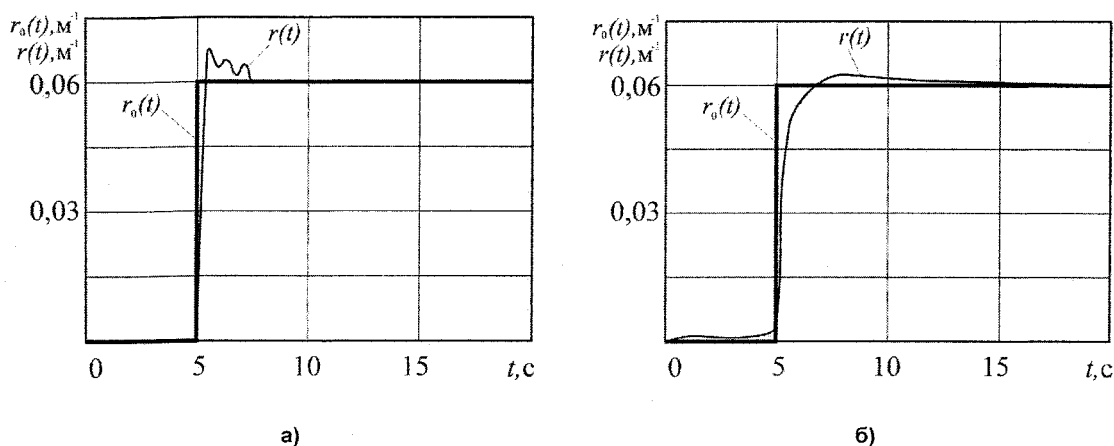


Рис. 6. Кривизна траектории движения центра тяжести БГМ при совершении тестового маневра: а – при управлении автоматом; б – при управлении человеком

Оценим качество автоматизированной и автоматической СУ БГМ величинами прямых показателей качества, желаемые значения которых будут определяться величиной допустимого отклонения центра масс БГМ от траектории движения. Так, для БГМ в среднестатистических дорожных условиях допустимое отклонение центра тяжести БГМ от середины дороги составляет 1,5...3 м, что будет иметь место при следующих значениях прямых показателей качества системы: перерегулирование $\sigma \leq 20\%$ и время переходного процесса $t_p \leq 1\text{с}$.

По переходным характеристикам, представленным на рис. 5, определены прямые показатели качества автоматической системы: $\sigma=20\%$, $t_p=2$ с и прямые показатели качества управляемой человеком автоматизированной системы: $\sigma=10\%$, $t_p=1$ с. В обоих случаях выполняется условие вписываемости в коридор движения, отклонение от середины дороги не превышает 3 м.

В других вариантах расчетов, в частности, имитирующих слабую видимость, например ввиду тумана, из модели МВ исключено реальное дифференцирующее звено, отражающее предвидение дорожной ситуации. Моделирование показало, что в этом случае увеличивается время переходного процесса до 2 с.

Итак, несмотря на сложившийся стереотип о безусловном преимуществе автоматического управления, качество функционирования рассмотренной нами достаточно простой автоматической системы управления БГМ может быть ниже, чем при управлении человеком. Действительно, автомат, управляющий машиной вместо человека, наряду с положительными свойствами (отсутствием нейромускульного запаздывания реакции на ситуацию на дороге) обладает и отрицательными, в первую очередь отсутствием способности предвидеть ситуацию на дороге. Безусловно, при усложнении автоматической системы можно добиться и более высоких показателей ее качества, однако, для управления БГМ это не является необходимым.

Выводы

1. Обоснована новая модель механика-водителя, управляющего криволинейным движением быстроходной гусеничной машины, которая позволяет достовернее прежних моделей описать свойства механика-водителя как звена, выполняющего функцию сопровождающего слежения с предвидением. Это позволит получить более достоверные сведения о качестве функционирования человеко-машинной системы, каковой является БГМ.

2. Разработанная модель механика-водителя позволяет количественно оценить нейромускульные свойства механика-водителя, а также требования к уровню его профессиональной подготовки. Приведенные в работе результаты получены при $K_1=0,83$; $T_1 = 3,33$ с; $K_2=10$; $T_2 = 1,24$ с; $T_3 = 0,83$ с и $\tau = 0,12$ с, что соответствует наилучшему качеству автоматизированного управления БГМ и не выходит за пределы описанных в литературе параметров моделей МВ, управляющих другими объектами.

Литература

1. Кондаков, С.В. Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины путем автоматизации системы управления криволинейным движением: дис... докт. техн. наук // С.В. Кондаков. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2009. – 302 с.
2. Кондаков, С.В. Моделирование взаимодействия гусениц с грунтом при неустановившемся повороте быстроходной гусеничной машины / С.В. Кондаков, С.И. Черепанов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2008. – Вып. 12. – № 23 (123). – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ. – С. 26–31.
3. Кондаков, С.В. Исследование подвижности быстроходной гусеничной машины при движении по заданной трассе // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2010. – Вып. 15. – № 10 (186). – С. 63–66.
4. Павловская, О.О. Методы определения параметров линейной математической модели человека-оператора / О.О. Павловская // Вестник ЮУрГУ. Серия «Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника». – 2007. – Вып. 5. – №7(79). – С. 41–44.
5. Жабреев, В.С. Модели и оценка человеческого фактора больших систем: учебное пособие / В.С. Жабреев, О.О. Павловская, К.В. Федяев. – Челябинск: Челяб. ин-т путей сообщения, 2007. – 219 с.
6. Красненьков, В.И. Имитационное моделирование движения транспортной гусеничной машины и оценка ее реакций на возмущения / В.И. Красненьков, С.А. Харитонов, А.В. Кузьякин // Вопросы расчета и конструирования гусеничных машин: труды МВТУ № 506. – М., 1988. – С. 126–160.
7. Благодрагов, А.А. Динамика управляемого движения гусеничной машины: учеб. пособие / А.А. Благодрагов, В.Б. Держанский. – Курган: Изд-во Курганского машиностроительного института, 1995. – 162 с.

8. Цибулевский, И.Е. Человек как звено следящей системы / И.Е. Цибулевский. – М.: Наука. – 1981. – 288 с.

9. Шеридан, Т.Б. Системы человек-машина: модели обработки информации, управления и принятия решений человеком-оператором / Т.Б. Шеридан, У.Р. Феррелл; пер. с англ. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1980. – 400 с.

Поступила в редакцию 21 июня 2010 г.

Кондаков Сергей Владимирович. Доктор технических наук, профессор кафедры «Колесные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – теория движения, бесступенчатые передачи, управляемость криволинейного движения быстроходных гусеничных машин. Тел.: (351) 267-99-27.

Sergey V. Kondakov. Doctor of engineering science, Professor of the Wheel and Caterpillar Machine Department of the South Urals State University. Professional interests – theory of movement, continuous variable transmissions, driving of curvilinear movement of the high-speed caterpillar machines. Tel.: (351) 267-99-27.

Корнаева Нина Николаевна. Инженер учебно-методического управления Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – математическое моделирование, программирование в среде VISSIM, работа с базами данных.

Nina N. Kornaeva. Engineer of learning Department of the South Urals State University. Professional interests – mathematic modeling, programming in VISSIM, bases of datum.

Павловская Ольга Олеговна. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Системы управления», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – анализ и синтез систем управления.

Olga O. Pavlovskay. Candidate of engineering science, Associate professor of the Control Systems Department of the South Urals State University. Professional interests – analysis and synthesis of control systems.

Черепанов Сергей Игнатьевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Колесные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – теория движения, управляемость быстроходных гусеничных машин.

Sergey I. Cherepanov. Candidate of engineering science, Associate professor of the Wheel and Caterpillar Machine Department of the South Urals State University. Professional interests – theory of movement, driving of the high-speed caterpillar machines.

КИНЕТОСТАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЕМ С ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИКОЙ

В.А. Смирнов

KINETOSTATICS OF POWER EFFICIENT CONTROL IN THE EQUIPMENT WITH PARALLEL KINEMATICS

V.A. Smirnov

Представлены результаты моделирования энергоэффективного управления оборудованием с параллельной кинематикой с использованием динамической и статической моделей. Показано, что в некотором диапазоне скоростей рабочего органа при реализации такого управления можно не учитывать массо-инерционные параметры элементов такого оборудования.

Ключевые слова: оптимальное управление, оборудование с параллельной кинематикой, повышение энергоэффективности.

The simulation data of kinetostatics and static control in the equipment with parallel kinematics is presented. It is shown that in a same tool velocity spread the realization of such control possible without taking the mass-inertia parameters of elements of this equipment.

Keywords: optimal control, equipment with parallel kinematics, increase of power efficient.

В работах [1–3] показано, что применительно к оборудованию с параллельной кинематикой (ОПК) могут быть реализованы оптимальные управления, повышающие эффективность выполнения на этом оборудовании некоторых технологических операций. Реализация оптимальных управлений возможна в случае, если технологическая операция не требует движения рабочего органа по всем допускаемым кинематической схемой оборудования выходным координатам. Например, для оборудования, выполненного на основе плоского трипода (рис. 1), в качестве такой технологической операции выступает фрезерование инструментом, расположенным на его подвижной платформе.

Положение платформы плоского трипода описывается тремя выходными координатами: двумя линейными координатами полюса C в неподвижной системе координат (СК) OXY и углом φ , характеризующим разворот связанной с подвижной платформой СК $CX'Y'$ относительно СК OXY .

Если продольная ось инструмента перпендикулярна подвижной платформе и проходит через полюс C , то при выполнении фрезерования достаточно обеспечить перемещение полюса C по требуемой траектории; изменение угловой координатой φ на результат выполнения этой технологической операции не влияет. Данная выходная координата в этом случае является избыточной, изменение этой координаты позволяет реализовать оптимальные управления.

Одним из оптимальных для ОПК управлений является энергоэффективное управление, которое строится

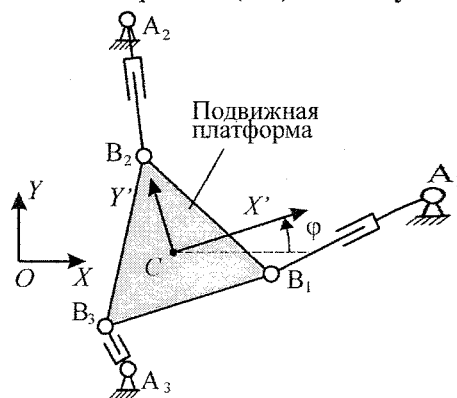


Рис. 1. Кинематическая схема ОПК на основе плоского трипода

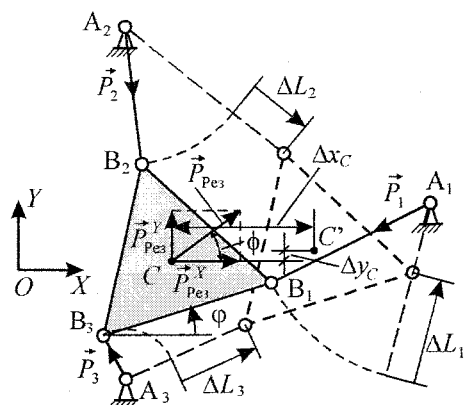


Рис. 2. Изменение длин штанг трипода при элементарном перемещении полюса подвижной платформы

$$\begin{cases} a_{11}P_1 + a_{12}P_2 + a_{13}P_3 = -P_{\text{Рез}} \cos \phi; \\ a_{21}P_1 + a_{22}P_2 + a_{23}P_3 = -P_{\text{Рез}} \sin \phi; \\ a_{31}P_1 + a_{32}P_2 + a_{33}P_3 = -P_{\text{Рез}} (x_C \sin \phi - y_C \cos \phi), \end{cases} \quad (1)$$

составляющие статическую модель рассматриваемого устройства, позволяют определить силы реакций \vec{P}_j , возникающие в штангах под действием силы резания. Здесь x_C , y_C – текущие координаты полюса C подвижной платформы в СК OXY ; коэффициенты a_{ij} описаны в [1].

При элементарном перемещении полюса подвижной платформы на величину Δ_C штанги изменяют свои длины на величины ΔL_j , характеризуемые направлением. Так как силы реакций \vec{P}_j всегда направлены вдоль продольных осей соответствующих штанг, то элементарная работа этих сил

$$A_p = \sum_{j=1}^3 (\pm |\Delta L_j| |P_j|),$$

где знак «+» соответствует случаю, когда направление силы реакции в j -й штанге совпадает с направлением изменения длины этой штанги. Очевидно, что элементарная работа реакций в штангах будет равна элементарной работе внешних силовых факторов (силы резания), определяемой для рассматриваемой задачи как

$$A_{\text{Внеш}} = \Delta x_C P_{\text{Рез}} \cos \phi + \Delta y_C P_{\text{Рез}} \sin \phi.$$

Элементарная работа, совершаемая приводом j -й штанги, должна рассматриваться как величина положительная, так как понятие «отрицательная работа» не применимо к устройству (двигателю, приводу), способному только потреблять энергию из какого-либо источника. Поэтому выражение для суммарной работы приводов, изменяющих длины штанг, будет иметь следующий вид:

$$A_{\text{Прив}} = \sum_{j=1}^3 |\Delta L_j P_j|.$$

Работа приводов $A_{\text{Прив}}$ является величиной положительной; для удобства ее сравнения с работой внешних силовых факторов введем в рассмотрение положительно определенную величину

$$A_{\text{Потр}} = |A_{\text{Внеш}}|,$$

которую назовем потребной работой. В общем случае будет выполняться условие

$$A_{\text{Прив}} \geq A_{\text{Потр}},$$

так как потребная работа представляет собой теоретический минимум работы, которая должна совершаться приводами при перемещении подвижной платформы при заданном внешнем нагружении.

из условия минимизации суммарной работы $A_{\text{Прив}}$, совершаемой приводами станка. Реализация энергоэффективного управления приведет к экономии энергии, затрачиваемой на выполнение технологической операции.

Для анализа энергоэффективности выполнения технологических операций с использованием ОПК рассмотрим элементарное перемещение полюса C подвижной платформы плоского трипода (рис. 2) на величину $\Delta_C = \sqrt{\Delta x_C^2 + \Delta y_C^2}$, где Δx_C , Δy_C – элементарные перемещения по направлениям осей OX и OY неподвижной СК OXY .

Примем, что сила резания приложена к полюсу платформы; направление этой силы задается углом ϕ . Уравнения вида

На рис. 3 показано, как изменяется потребная работа при различных направлениях силы резания. Моделирование проводилось при $\Delta x_C = \Delta y_C = 0,1 \text{ мм}$, $\vec{P}_{\text{рез}} = 1000 \text{ Н}$; угол разворота подвижной платформы $\varphi = 15^\circ$ при моделировании оставался постоянным. Равенство потребной работы нулю наблюдается в случаях, когда сила резания перпендикулярна элементарному перемещению платформы.

На этом же рисунке показана работа приводов, обеспечивающая перемещение подвижной платформы на указанное выше элементарное перемещение при действии переменной по направлению силы резания. Графики подтверждают, что потребная работа не превышает работу приводов. При равенстве потребной работы нулю работа приводов, обеспечивающая перемещение подвижной платформы, нулю не равна, так как сила резания все равно создает в штангах усилия, которые должны преодолеваются приводами.

Третий график на рис. 3 соответствует реализации рассматриваемого элементарного перемещения при использовании станка традиционной компоновочной схемы: принято, что станок имеет два привода, обеспечивающие перемещения по ортогональным координатам, сонаправленным осям OX и OY СК OXY . Анализ графиков показывает, что станок, выполненный на основе рассматриваемого плоского трипода, потенциально способен выполнять технологические операции с меньшими затратами энергии, чем станок традиционной компоновки.

Рассмотрим, как будет изменяться работа приводов станка, выполненного на основе трипода, при реализации рассматриваемого перемещения платформы для различных значений координаты φ . Результаты моделирования представлены на рис. 4, из которого видно, что для каждого направления силы резания можно найти значения угла φ , обеспечивающего минимум работы приводов на рассматриваемом элементарном перемещении. В общем случае можно ставить задачу уменьшения работы, совершаемой приводами на каждом элементарном перемещении платформы при выполнении некоторой технологической операции:

$$A_{\text{Прив}}(\varphi) = \sum_{j=1}^3 |\Delta L_j(\varphi) P_j(\varphi)| \rightarrow \min.$$

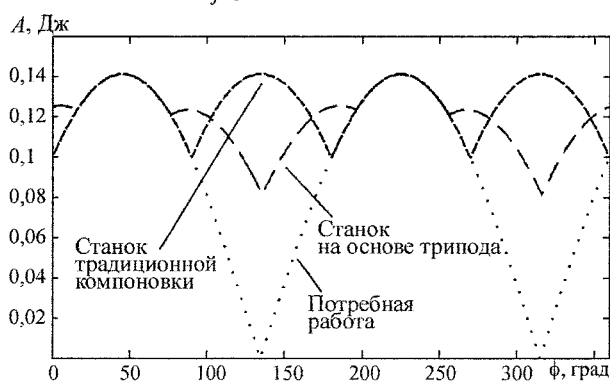


Рис. 3. Моделирование работы на элементарных перемещениях

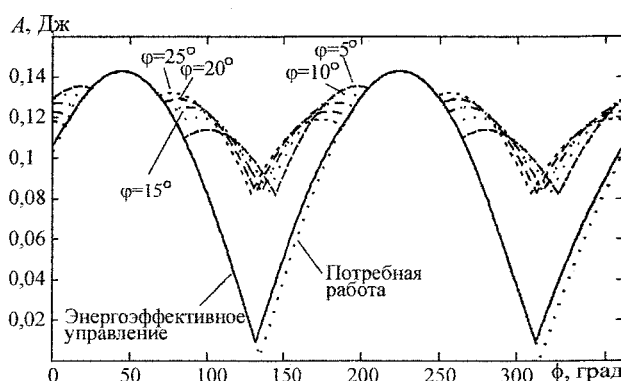


Рис. 4. Изменение работы приводов при различных значениях угла φ поворота подвижной платформы

Задача решается за счет изменения координаты φ , от которой зависят как изменения длин штанг $\Delta L_j(\varphi)$, так и возникающие в них усилия $P_j(\varphi)$.

На практике часто применяют ОПК, построенное по гексаподной схеме (рис. 5). В таком оборудовании за счет изменения длин штанг $L_j = |A_j B_j|$, $j = 1 \dots 6$, рабочий орган способен совершать движения по шести выходным координатам: трем линейным и трем угловым. Примем в качестве выходных угловых координат три угла Крылова (ψ, ϑ, γ), определяющие разворот рабочего органа в неподвижной системе координат $OXYZ$ [4]. Для некоторых технологических операций, например, при фрезеровании инструментом со сферической режущей частью, выходные угловые координаты могут использоваться для реализации энергоэффективного управления, при котором должно обеспечивать выполнение условия

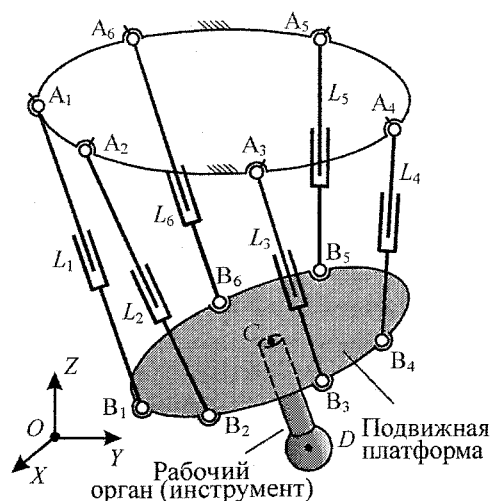


Рис. 5. Кинематическая схема ОПК, обеспечивающего движение рабочего органа по шести координатам

$$A_{\text{Прив}}(\psi, \vartheta, \gamma) = \sum_{j=1}^6 |\Delta L_j(\psi, \vartheta, \gamma) P_j(\psi, \vartheta, \gamma)| \rightarrow \min \quad (2)$$

для каждого элементарного перемещения рабочего органа.

На рис. 6 показаны результаты моделирования энергоэффективного управления при движении рабочего органа некоторой технологической машины, выполненной по гексаподной схеме, по заданной траектории. Траектория определяется линейным во времени изменением координаты y_D точки D , являющейся центром сферической части инструмента (см. рис. 5), при неизменяющихся остальных линейных координатах этой точки. Выходные угловые координаты при моделировании оставались постоянными или изменялись в соответствии с условием (2) с целью реализации энергоэффективного управления.

Уменьшение работы приводов при моделировании рассматриваемого оптимального управления (эффективность управления) составило $\approx 16\%$; уменьшение достигнуто за счет изменения выходных угловых координат по законам, показанным на рис. 6, б.

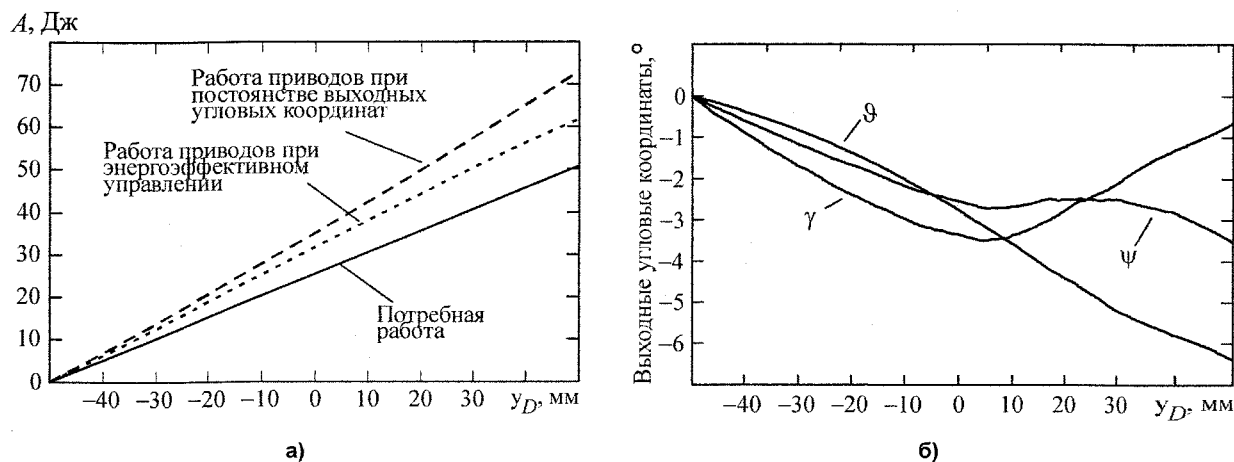


Рис. 6. Моделирование энергоэффективного управления с использованием статической модели: а – графики работ; б – законы изменения выходных угловых координат при энергоэффективном управлении

Рабочий орган и другие подвижные элементы реального оборудования обладают массоинерционными параметрами, следовательно, для более точного моделирования энергоэффективного управления необходимо использовать кинестатическую модель ОПК, например, описанную в [5].

В процессе работы реального оборудования усилия приводов будут определяться как внешними силовыми факторами (статическая составляющая), так и силами инерции (динамическая составляющая). Статическая составляющая определяется зависимостями, аналогичными (1). Динамическая составляющая для модели, описанной в [5], зависит от массоинерционных параметров элементов оборудования и вторых производных по времени от его обобщенных координат, в качестве которых выступают длины штанг. Работа, совершаемая приводами, также будет иметь две составляющие: статическую и динамическую.

Реализация энергоэффективного управления предполагает постоянное изменение выходных угловых координат в процессе формирования траектории движения рабочего органа, что вызовет увеличение вклада в работу приводов динамической составляющей. Увеличение скорости движения рабочего органа потребует увеличения скорости изменения выходных угловых координат,

что приведет к еще большему возрастанию вклада динамической составляющей, т. е. все большая часть работы, совершаемой приводами, будет направлена на обеспечение ускоренного (замедленного) перемещения элементов ОПК, главным образом – подвижной платформы и рабочего органа, для реализации энергоэффективного управления. Можно предполагать, что с увеличением скорости движения рабочего органа эффективность рассматриваемого оптимального управления будет снижаться.

Для оценки эффективности выполнено кинестатическое моделирование движения точки D по траектории, аналогичной принятой при статическом моделировании. Под эффективностью, как и ранее, понимается снижение работы приводов в сравнении с управлением, при котором выходные угловые координаты остаются неизменными. Массоинерционные параметры, используемые при кинестатическом моделировании, получены с использованием пакета SolidWorks для упрощенной твердотельной модели ОПК.

Кинестатическое моделирование проводилось для различных скоростей движения точки D рабочего органа; внешние силовые факторы принимались не зависящими от скорости рабочего органа. Результаты моделирования приведены в табл. 1. Анализ результатов подтверждает предположение, что с увеличением скорости будет наблюдаться снижение эффективности рассматриваемого оптимального управления.

С уменьшением скорости эффективность возрастает и стремится к значению, полученному при статическом моделировании. Можно предположить, что для относительно невысоких скоростей движения рабочего органа ОПК реализация энергоэффективного управления может строиться с использованием только статической модели механизма, лежащего в основе этого оборудования. Данное предположение подтверждается сравнением законов изменения выходных угловых координат, обеспечивающих энергоэффективное управление, полученных при статическом (см. рис. 6, б) и кинестатическом моделировании для $v_D = 10$ мм/с и $v_D = 1,0$ мм/с (рис. 7): с уменьшением скорости законы изменения выходных угловых координат, обеспечивающие энергоэффективное управление, приближаются к аналогичным законам, полученным при статическом моделировании.

Таблица 1

v_D , мм/с	Эффективность, %
0,1	15,2
1,0	14,8
10	13,9
20	7,9
50	1,7

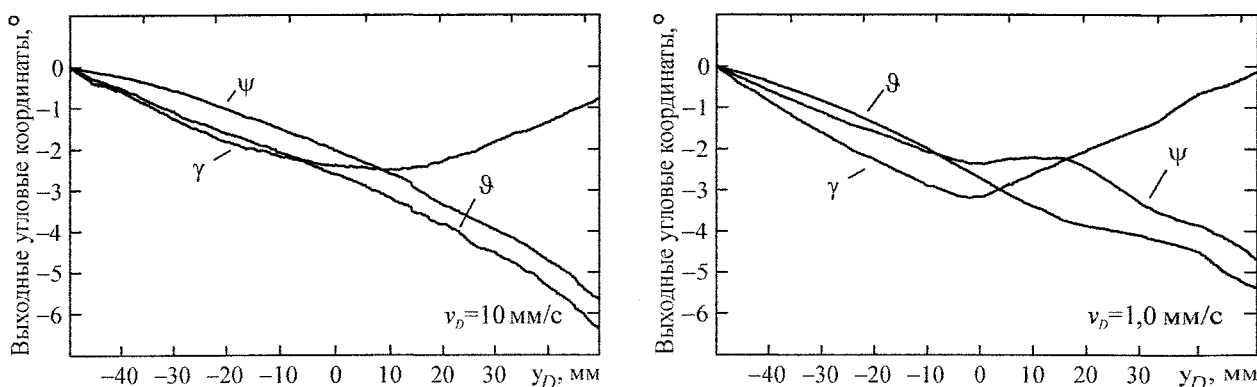


Рис. 7. Законы изменения выходных угловых координат, полученные при кинестатическом моделировании

В табл. 2 представлены результаты моделирования поведения рассматриваемого ОПК с использованием кинестатической модели при условии, что выходные угловые координаты изменяются по законам, полученным при статическом моделировании (см. рис. 6, б). Из таблицы видно, что в некотором диапазоне скоростей управление, построенное на основе результатов статического моделирования, обеспечивает уменьшение работы приводов, сопоставимое с получаемым при энергоэффективном управлении (см. табл. 1). С увеличением скорости расхождения в результа-

Таблица 2

v_D , мм/с	Эффективность, %
0,1	14,8
1,0	13,5
5,0	10,2
7,5	4,6
9,0	2,7
10,0	2,0

тах возрастают. Следовательно, в некотором диапазоне скоростей рабочего органа при построении энергоэффективного управления оборудованием можно отказаться от использования кинестатической модели, что существенно упростит расчеты. Диапазон таких скоростей должен уточняться для конкретной модели ОПК. При более высоких скоростях использование кинестатической модели обязательно.

Литература

1. Смирнов, В.А. Избыточность координат как фактор возможности оптимального управления оборудованием с параллельными приводами / В.А. Смирнов // Информационные технологии моделирования и управления: научно-технический журнал. – 2010. – № 1(60). – С. 126–131.
2. Смирнов, В.А. Повышение энергоэффективности оборудования с параллельными приводами / В.А. Смирнов, Ю.Л. Сюськина // Современные проблемы информатизации в анализе и синтезе программных и телекоммуникационных систем: сб. тр. по итогам XV международной открытой научной конференции. – Воронеж: Научная книга, 2010. – С. 383–387.
3. Смирнов, В.А. Повышение производительности обработки на оборудовании с параллельной кинематикой / В.А. Смирнов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2010. – Вып. 15. – № 10 (186). – С. 72–76.
4. Смирнов, В.А. Научные основы и алгоритмы управления оборудованием с параллельными приводами / В.А. Смирнов. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009. – 164 с.
5. Смирнов, В.А. Динамическая модель механизма с параллельной кинематикой / В.А. Смирнов, Л.Н. Петрова // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2009. – Вып. 13. – № 11 (144). – С. 50–56.

Поступила в редакцию 31 августа 2010 г.

Смирнов Владимир Алексеевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автоматизация механосборочного производства», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – современные методы управления технологическим оборудованием. Тел.: (351) 267-97-74.

Vladimir A. Smirnov. The candidate of engineering science, senior lecturer of «Mechano-Assembly Automation» department of the South Ural State University. Professional interests: modern methods of control of manufacturing equipments. Tel.: (351) 267-97-74.

ФОРМИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ПРИ УЛЬТРАЗВУКОВОМ РЕЗЬБОНАРЕЗАНИИ

В.В. Головкин, О.В. Ромашкина

BLANKET FORMATION AT ULTRASONIC CARVING MANUFACTURING

V.V. Golovkin, O.V. Romashkina

Приведены результаты исследования влияния ультразвука на формирование качества поверхностного слоя при нарезании резьбы с наложением на инструмент ультразвуковых колебаний.

Ключевые слова: ультразвук, резьбонарезание, остаточные напряжения, деформационное упрочнение, шероховатость.

Results of research of influence of ultrasound on formation of quality of a blanket are resulted at carving formation with imposing on the tool of ultrasonic fluctuations.

Keywords: ultrasound, carving formation, residual pressure, deformation hardening, a roughness.

Перспективным направлением повышения эффективности механической обработки является разработка и внедрение качественно новых технологий, в том числе основанных на совместном воздействии нескольких видов энергии. Наряду с другими методами физико-химической обработки всё более широкое распространение находят и различные процессы ультразвуковой технологии, в том числе обработка с наложением на инструмент ультразвуковых колебаний. Одним из наиболее эффективных направлений применения ультразвука при механической обработке является процесс нарезания резьб. Установлено, что применение ультразвука при резьбонарезании позволяет механизировать и частично автоматизировать процесс обработки и сократить ручной труд, повысить производительность труда и работоспособность инструмента, а также улучшить качественные характеристики поверхностного слоя и точность нарезанных резьб.

Эксплуатационные характеристики резьбовых соединений в значительной степени зависят от качества поверхностного слоя резьбы, формируемого в процессе изготовления. Качество поверхностного слоя характеризуется макро- и микронеровностями, степенью и глубиной деформационного упрочнения, величиной и знаком остаточных напряжений, а также физическими параметрами, связанными с искажением кристаллической решётки, плотностью дислокаций и другими.

Поскольку большинство резьбовых соединений работает в условиях знакопеременных нагрузок, доминирующее влияние на работоспособность резьбы оказывают остаточные напряжения.

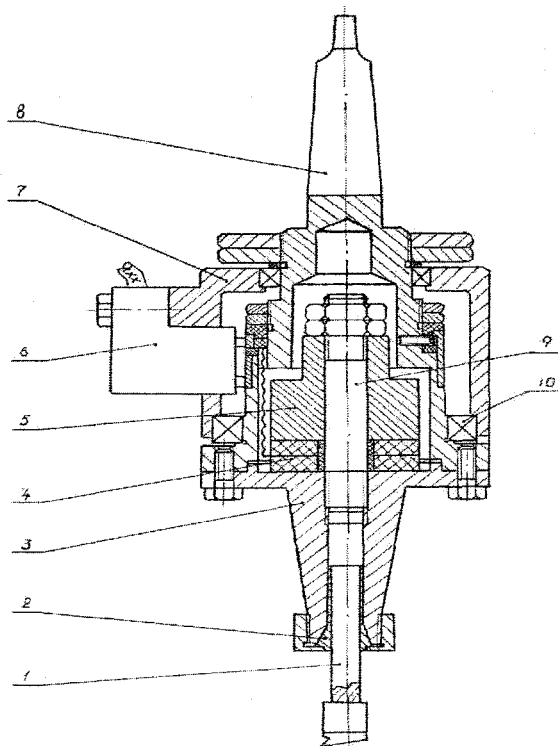


Рис. 1. Ультразвуковое устройство для нарезания резьбы резцом

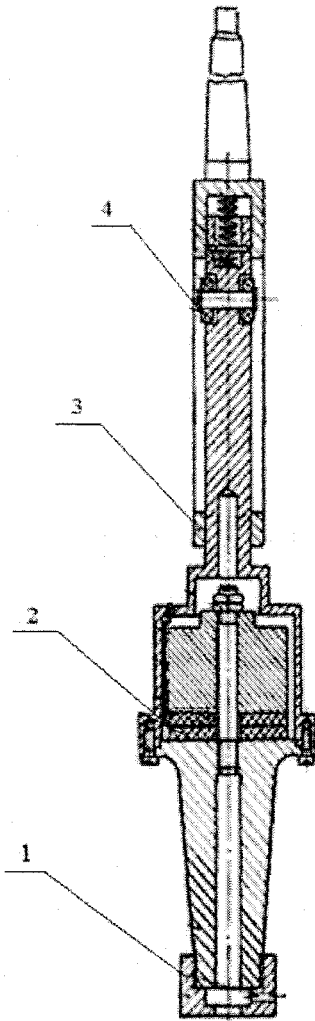


Рис. 2. Ультразвуковое устройство для нарезания резьб М4-М12 круглыми плашками

удалении напряжённого поверхностного слоя некоторой толщины a во впадинах резьбы, являющихся концентраторами напряжений. На рис. 3 σ_ϕ – меридиональные, σ_p – радиальные, σ_Θ – окружные остаточные напряжения. Эти напряжения считаются постоянными по угловой координате ϕ .

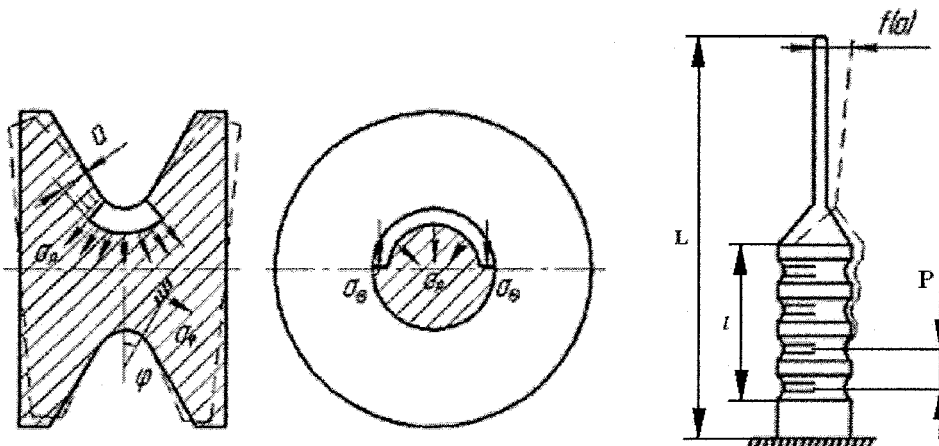


Рис. 3. Схема удаления слоёв материала с половины поверхности впадин и измерение перемещения

Для реализации ультразвукового метода нарезания резьб были разработаны ультразвуковые резьбонарезные устройства [1], представленные на рис. 1 и 2.

Ультразвуковое устройство (рис. 1) состоит из корпуса с коническим хвостовиком 8, который жёстко связан с пьезокерамическим преобразователем, включающим концентратор 3, пьезокерамические пластины 4 и частотопонижающую накладку 5. С помощью шпильки 9 детали 3, 4, 5 стягиваются в пакет и образуют пьезокерамический преобразователь.

Электрические сигналы подаются от ультразвукового генератора на токосъёмные кольца через щёткодержатель 6. Для закрепления устройства на резцедержателе была изготовлена специальная державка. С помощью державки ультразвуковое устройство устанавливается в резцедержателе токарного станка, например 16Б16КП, и позволяет нарезать наружную резьбу на болтах и шпильках. Сменные резцы (или другой инструмент) 1 устанавливаются в цанге 2, которая обеспечивает хороший акустический контакт соединяемых деталей.

Ультразвуковое устройство для нарезания резьб М4-М12 круглыми плашками с осевыми колебаниями представлено на рис. 2.

При помощи данных устройств проводилось нарезание резьб при сообщении резьбообразующему инструменту радиальных, осевых и тангенциальных колебаний. Для сопоставления результатов проводилось также нарезание резьб без сообщения инструменту ультразвуковых колебаний.

Остаточные напряжения в резьбе определялись по специально разработанной методике [2], основанной на удалении химическим травлением части поверхности исследуемого образца и измерении возникающих при этом деформаций $f(a)$ (рис. 3). Деформации возникают при

Меридиональные остаточные напряжения σ_φ , являющиеся ответственными за повышение сопротивления усталости, определялись по следующей формуле:

$$\sigma_\varphi = \frac{C}{x_p(a)} \left[\frac{df(a)}{da} \right],$$

где C – коэффициент, зависящий от материала и геометрических параметров образца; $x_p(a)$ – коэффициент, учитывающий масштабный фактор.

Значения $x_p(a)$ приведены в [1].

Коэффициент C определяется следующим образом:

$$C = \frac{E}{(1 + \mu)(1 - 2\mu) \left[(L - l) \frac{l}{P} + \frac{l^2}{2P} \right]},$$

где E – модуль продольной упругости; μ – коэффициент Пуассона; L – длина образца с удлинителем; l – длина участка травления; P – шаг резьбы.

На рис. 4 приведены графики влияния ультразвуковых колебаний на формирование остаточных напряжений во впадинах резьбы М6х1. Обрабатываемый материал – титановый сплав ВТ16, скорость резания $V = 0,6$ м/мин, частота $f = 20$ кГц, технологическая среда – сульфозрезол.

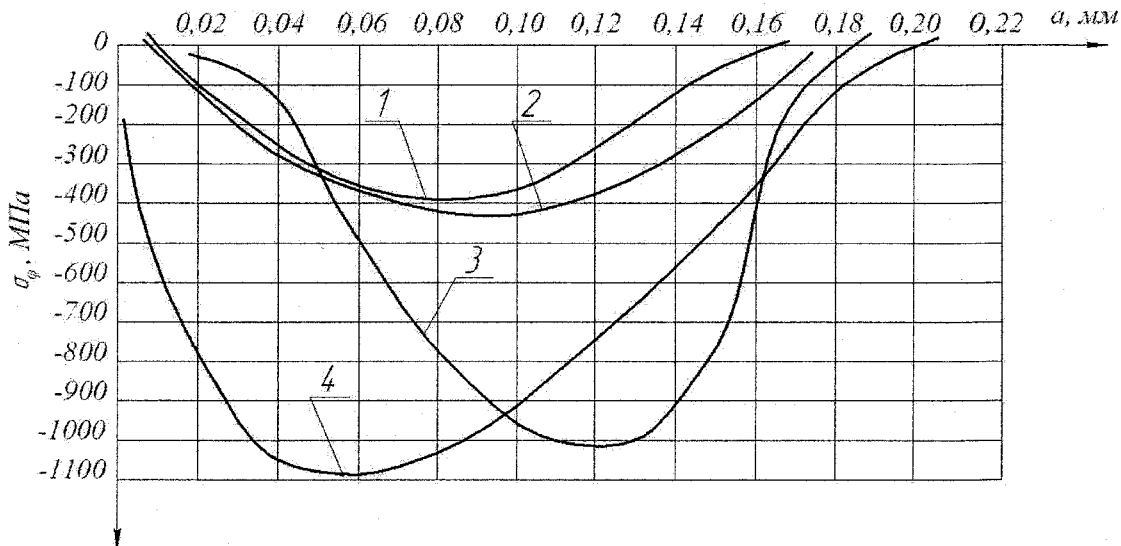


Рис. 4. Влияние ультразвуковых колебаний на формирование остаточных напряжений во впадинах резьбы М6х1, ВТ-16: 1 – резание с тангенциальными колебаниями; 2 – обычное резание; 3 – резание с осевыми колебаниями; 4 – резание с радиальными колебаниями

Из представленных графиков видно, что при обычном резании и обработке с тангенциальными колебаниями на поверхности остаточные напряжения отсутствуют, а при обработке с осевыми и радиальными ультразвуковыми колебаниями формируются незначительные по величине сжимающие остаточные напряжения. Максимальные по модулю сжимающие остаточные напряжения формируются в подповерхностном слое на глубине 0,05...0,12 мм. Следует отметить, что максимальные сжимающие напряжения формируются при сообщении резбонарезающему инструменту радиальных ультразвуковых колебаний. В этом случае подповерхностный максимум остаточных напряжений располагается ближе к поверхности, чем при обработке с тангенциальными или осевыми ультразвуковыми колебаниями. Таким образом, при наложении на инструмент радиальных колебаний остаточные напряжения увеличиваются, а при обработке с тангенциальными уменьшаются. Снижение остаточных напряжений можно объяснить тем, что ультразвуковые колебания интенсифицируют дислокационные процессы и изменяют процесс стружкообразования.

Увеличение остаточных напряжений при резании с радиальными ультразвуковыми колебаниями связано с упрочняющим эффектом.

Следовательно, с точки зрения формирования в поверхностном слое благоприятных сжимающих остаточных напряжений предпочтительными являются радиальные колебания, однако, при этом имеет место интенсивный износ режущих кромок инструмента. Сообщение резьбообразующему инструменту осевых колебаний позволяет получить во впадинах резьбы максимальные по модулю сжимающие остаточные напряжения на глубине 0,12 мм, а при обработке с радиальными колебаниями максимум остаточных напряжений формируется на глубине 0,05 мм.

При наложении на резьбообразующий инструмент тангенциальных колебаний имеет место снижение значений сжимающих остаточных напряжений, однако, при этом существенно повышается работоспособность инструмента. Для формирования в поверхностном слое благоприятных максимальных сжимающих напряжений следует производить только окончательную обработку (для уменьшения износа инструмента) с радиальными колебаниями или нарезать резьбу с осевыми колебаниями.

Исследование влияния ультразвука на деформационное упрочнение проводили путём измерения микротвёрдости на образцах, изготовленных с различными технологическими параметрами (рис. 5).

Микротвёрдость измеряли в четырёх направлениях: А – А – во впадине резьбы; Б – Б – от вершины резьбы; В – В – перпендикулярно к середине боковой поверхности; Г – Г – параллельно боковой стороне профиля резьбы.

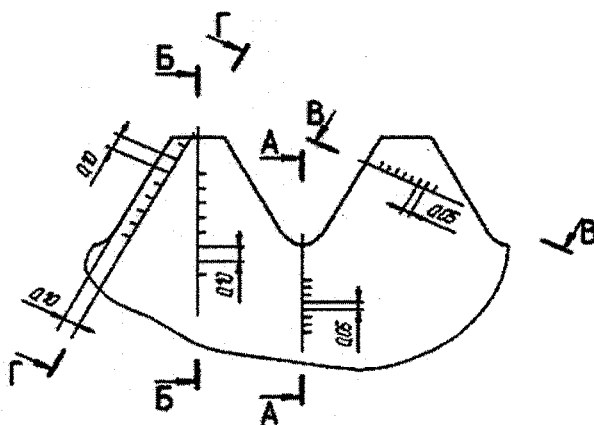


Рис. 5. Схема измерения микротвёрдости на профиле резьбы

Установлено, что при наложении на инструмент радиальных ультразвуковых колебаний наблюдалось увеличение микротвёрдости во впадине резьбы, что связано с высокочастотным ударно-циклическим взаимодействием инструмента с обрабатываемой поверхностью впадины резьбы.

При введении в зону резания тангенциальных колебаний происходит уменьшение микротвёрдости, так как в этом случае формирование поверхностного слоя происходит при меньших силах резания. Следует также отметить, что с увеличением амплитуды колебаний до значений 5 мкм эффект ультразвукового воздействия увеличивается. Измерение микротвёрдости боковой поверхности резьбы показало, что при обработке с радиальными и осевыми колебаниями также имеет место увеличение микротвёрдости, причём более значительно по мере приближения к впадине резьбы, что, по-видимому, связано с более тяжёлыми условиями формирования окончательного профиля резьбы. Таким образом, во всех случаях по сравнению с обычной обработкой наложение на инструмент тангенциальных ультразвуковых колебаний приводит к уменьшению глубины и степени деформационного упрочнения, а обработка с радиальными колебаниями увеличивает степень деформационного упрочнения поверхностного слоя.

Введение в зону резания ультразвуковых колебаний позволяет также снизить шероховатость обработанной поверхности, причём лучшие результаты получены при тангенциальных колебаниях инструмента. Снижение высоты микронеровностей поверхности происходит главным образом до значений амплитуд колебаний 4–5 мкм, а затем наблюдается стабилизация получаемых значений.

Улучшение микрогеометрии обработанной поверхности при нарезании резьбы с наложением на инструмент ультразвуковых колебаний связано с комплексом взаимосвязанных факторов, таких как снижение сил резания, исчезновение нароста, изменение напряжённо-деформиро-

ванного состояния в зоне резания, более стабильное протекание процесса резания. Следует также отметить, что при этом на обработанной поверхности отсутствуют такие дефекты как наволакивания, надиры, характерные для обработки вязких материалов. Снижение микронеровностей при ультразвуковой обработке также способствует повышению усталостной прочности резбовых деталей.

Таким образом, определены оптимальные технологические параметры ультразвуковой обработки резбовых деталей, позволяющие обеспечить более высокие качественные характеристики поверхностного слоя и повысить ресурс работы резбовых соединений.

Литература

1. *Повышение работоспособности резбовых соединений путем применения ультразвука при обработке и сборке: моногр. / Б.Л. Штриков, В.В. Головкин, В.Г. Шуваев, И.В. Шуваев. – М.: Машиностроение, 2009. – 125 с.*

2. *Технологические остаточные напряжения и сопротивление усталости авиационных резбовых деталей / Иванов С.И., Павлов В.Ф., Коновалов Г.В., Минин Б.В. – М., 1992. – 192 с. (Отраслевая библиотека «Технический прогресс и повышение квалификации» МАП).*

Поступила в редакцию 9 июня 2010 г.

Головкин Валерий Викторович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Инструментальные системы и сервис автомобилей», Самарский государственный технический университет. Область научных интересов – повышение эффективности механической обработки путем применения ультразвука. Тел.: (846) 332-10-90.

Valery V. Golovkin. The doctor of engineering sciences, associate professor of «Instrumental systems and service of cars» department of Samara State Technical University. The area of scientific interests – increase of efficiency of tooling by application of ultrasound. Tel.: (846) 332-10-90.

Ромашкина Оксана Викторовна. Ассистент кафедры «Инструментальные системы и сервис автомобилей», Самарский государственный технический университет. Область научных интересов – повышение эффективности механической обработки путем применения ультразвука.

Oksana V. Romashkina. The assistant of «Instrumental systems and service of cars» department of Samara State Technical University. The area of scientific interests – increase of efficiency of tooling by application of ultrasound.

Контроль и испытания

УДК 621.9.06

КООРДИНАТНЫЕ ИЗМЕРЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕЖУЩИХ ИНСТРУМЕНТОВ НА ЭТАПАХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ

И.В. Сурков, А.С. Курочкин, О.С. Красикова

COORDINATE MEASUREMENTS OF CUTTING TOOL GEOMETRIC PARAMETERS DURING TOOLMAKING AND OPERATION

I.V. Surkov, A.S. Kurochkin, O.S. Krasikova

Предлагается методика бесконтактных координатных измерений для инструментального производства. Рассмотрены вопросы практического применения разработанных координатно-измерительных приборов и систем для контроля режущих инструментов и настройки инструментальных комплектов.

Ключевые слова: методика координатных измерений, измерительная система, контроль режущих инструментов, настройка инструментальных комплектов.

Noncontact measuring technique for toolmaking industry is proposed. Practical applications of developed coordinate measuring instruments, cutting tool inspection systems and block tool setting are considered.

Keywords: coordinate measuring technique, measurement system, cutting tool inspection, block tool setting.

Эффективность развития современного общества во многом определяется техническим прогрессом в машиностроении. Большую часть изделий в машиностроении получают с помощью механической обработки. При этом неотъемлемой частью технологической системы является режущий инструмент (РИ). Точность размерных параметров РИ, достигаемая при изготовлении или восстановлении (ремонт, заточка, нанесение нового покрытия) после эксплуатации на станках, и точность определения геометрических параметров настройки, обеспечивающих заданное положение инструментальных комплектов в системе координат станков с ЧПУ, являются основными факторами для достижения высокой точности процессов механообработки. Для обеспечения точности размерных параметров РИ и параметров настройки инструментальных комплектов в структуру жизненного цикла изделия на этапах производства и эксплуатации обязательно включают операции технического контроля.

При изготовлении и восстановлении РИ необходимо контролировать как точность профиля формообразующих кромок, так и точность расположения кромок относительно базовых поверхностей инструмента или друг друга (для многозубых РИ).

В лабораториях инструментальных цехов и заводов основным средством контроля геометрических параметров новых и восстановленных РИ являются оптические микроскопы разных типов: универсальные и инструментальные. В российском машиностроении широко применяют УИМ-21, УИМ-23, УИМ-24, ДИП-3, ДИП-6 и БМИ, а также аналогичные по конструкции микроскопы зарубежных фирм-производителей. Удачная конструкция, реализация двухкоординатной схемы измерения, наличие большой номенклатуры штатных и дополнительных средств оснащения (оптические головки с наборами сменных объективов, системы подсветки, приспособления и оснастка для базирования различных деталей и инструментов, контактные измерительные головки (ИГ) различных типов) обеспечивают высокую гибкость и универсальность измерительных микроскопов (ИМ). Одним из недостатков микроскопов является то, что минимальная погрешность измерения ($\pm 0,0015$ мм) достигается при использовании контактных методов (электроконтактная ИГ, измерительные ножи и т.д.), применение которых для контроля сложнопрофильных кромок РИ

трудно реализуемо. При контроле размеров режущего инструмента оптическим методом точность измерения зависит от квалификации оператора-контролера, а так как изображение на границе детали расплывчато и точка отмечается интуитивно, то погрешность измерения ухудшается до $\pm 0,005$ мм. Другим крупным недостатком ИМ является отсутствие средств механизации и автоматизации. Перемещение измерительных кареток, считывание координат с оптических шкал, обработка информации и расчеты линейно-угловых параметров измеряемых деталей и РИ ведутся в основном вручную. Микроскопы серии ДИП и некоторые другие модернизированные модели оснащаются оптикоэлектронными измерительными линейками, сигналы с которых в зависимости от комплектации ИМ обрабатываются устройством цифровой индикации, электронно-расчетным блоком или персональным компьютером (ПК) с внешним или встроенным электронным модулем и специальным программным обеспечением (ПО). Последний вариант комплектации позволяет увеличить производительность и степень автоматизации процессов измерений, но в то же время устаревшие математические модели и алгоритмы, положенные в основу используемых сегодня версий ПО, не дают в полной мере реализовать возможности многоточечных координатных методов контроля.

Для лезвийной обработки на станках с ЧПУ токарной и сверлильно-фрезерно-расточной (СФР) группы используют большую номенклатуру РИ разнообразных типов и конструкций. На современных станках с ЧПУ стараются не использовать конструкции инструментальных магазинов и револьверных головок, в которых РИ устанавливался бы напрямую, без использования разнообразных вспомогательных инструментов: оправок, втулок, патронов, державок, инструментальных блоков. Установка резцов непосредственно в позиции револьверных головок токарных станков с ЧПУ значительно увеличивает время замены изношенных и настройки новых РИ, уменьшает гибкость технологической системы.

Станки с ЧПУ в основном работают в условиях многономенклатурного автоматизированного производства, поэтому их инструментальная оснастка должна обеспечить производительность и надежность процессов механической обработки, обладать гибкостью, позволяющей с минимальным временем переналадки последовательно выполнять технологические операции обработки различных деталей заданной номенклатуры. Станки оснащаются инструментальными магазинами, в которых заранее устанавливаются необходимые для выполнения каждой операции наборы инструментальных комплектов (ИК). ИК – это функциональный сборочный модуль, в состав которого входит закрепляемый РИ и набор вспомогательных инструментов (ВИ), обеспечивающих базирование в шпинделе, инструментальном магазине или на суппорте станка [1]. Разнообразие типов станков и конструкций РИ вызывает необходимость большого числа способов установки и смены инструмента. Разработаны и широко применяются стандартные и корпоративные системы ВИ для станков токарной и СФР группы. В российской промышленности для станков токарной группы в основном применяют системы ВИ, обеспечивающие базирование на станках с помощью цилиндрических оправок. Для станков СФР группы используют системы ВИ с конусами 40, 45, 50 по ISO [2], для высокоскоростной обработки применяют конуса HSK. Известны оригинальные корпоративные разработки конструкций ВИ, например, система KAPO фирмы SANDVIK Coromant (Швеция) [3].

Точность механической обработки на станках с ЧПУ имеет обратную зависимость от величины погрешности положения формообразующих кромок РИ в системе координат станка как при позиционировании, так и при выполнении контурной обработки. Поскольку каждый РИ и соответственно ИК имеет свои индивидуальные геометрические параметры, то в программное обеспечение систем ЧПУ встраивают информационные таблицы (таблицы корректоров), содержащие данные о фактических координатах положения формообразующих кромок РИ относительно базовых точек ИК, и математические модели для внесения соответствующих поправок в траекторию движения РИ. В стандартных системах ВИ для токарных станков базовой точкой является пересечение оси цилиндрического хвостовика оправки и упорного торца. Базовая точка ИК для станков СФР группы – это пересечение оси конической части оправки и упорного торца.

Данные в таблице корректоров необходимо обновлять при установке новых ИК, а также периодически для учета влияния размерного износа формообразующих кромок РИ при обработке. Для этого в ПО современных систем ЧПУ включены стандартные циклы и подпрограммы, которые позволяют определить фактические координаты формообразующих кромок РИ для каждого

Контроль и испытания

ИК непосредственно на станке. Чаще всего в наладочном режиме производят касания кромками РИ базовых поверхностей предварительно обработанных деталей, эталонных оправок или шаблонов с заранее известными размерами, которые установлены в рабочей зоне станка и привязаны к его системе координат. При фиксации достигнутого положения рабочих органов станка системой ЧПУ производится считывание текущих координат, расчет и запись в таблицу корректоров параметров настраиваемого ИК. Все большее распространение получают автоматизированные методы настройки и технической диагностики состояния РИ: измерительные руки с контактными датчиками, оптические и лазерные системы.

В любом случае при выполнении процесса настройки на станке снижается экономическая эффективность, так как в этот момент оборудование не выполняет свою основную функцию – обработку деталей.

Для сокращения времени простоя оборудования, особенно при установке набора ИК для обработки новой детали, целесообразно заранее определить координаты положения формообразующих кромок РИ относительно базовых точек ИК с помощью приборов предварительной настройки вне станка. На предприятиях России и стран СНГ в основном применяются приборы, выпущенные Челябинским инструментальным заводом и ЗАО «ЧелябНИИконтроль». Модели БВ-2010, БВ-2012 и БВ-2026 предназначены для настройки инструментальных комплектов токарных станков с ЧПУ, модели БВ-2015 и БВ-2027 используют совместно со станками СФР группы. На этих приборах имитируются базовые поверхности станочных узлов:

– в приборах для токарных станков – это посадочное отверстие, аналогичное отверстию на револьверной головке станка, в которую устанавливается ИК (рис. 1, а);

– в приборах для станков СФР группы для установки настраиваемого ИК с коническим хвостовиком применяется поворотный модуль, базовые поверхности которого имитируют шпиндель станка (рис. 1, б).

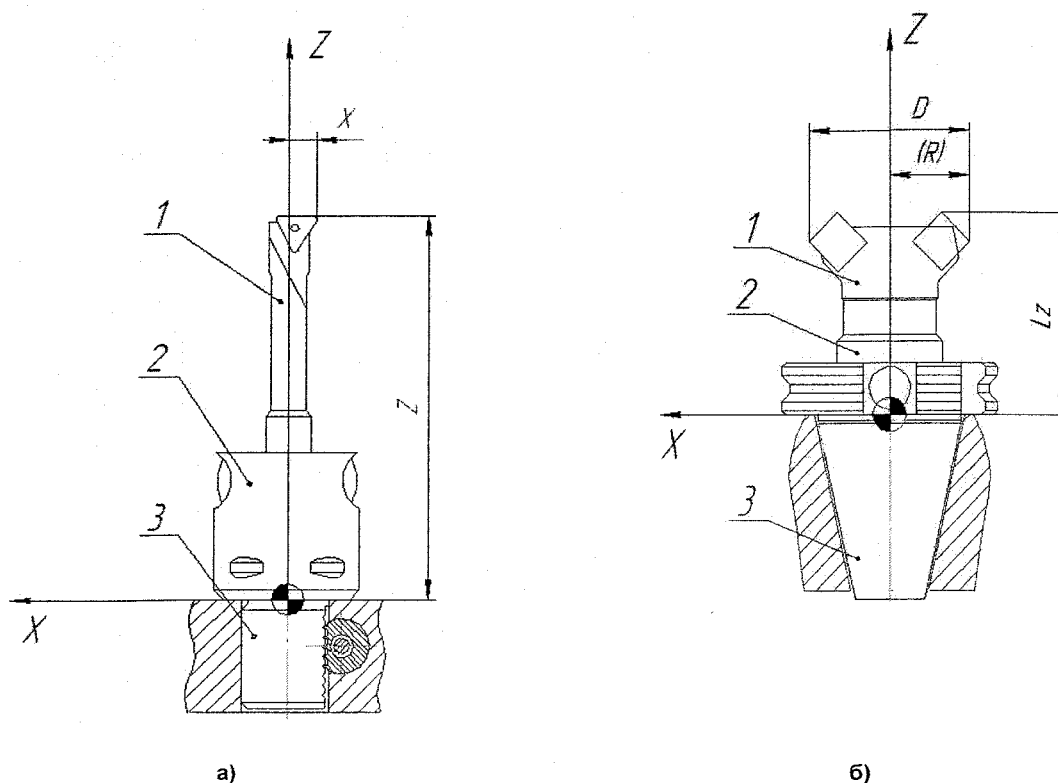


Рис. 1. Схема определения размеров настройки инструментальных комплектов: 1 – РИ; 2 – оправка; 3 – хвостовик.; а – прибор НИИК-2026 для токарных станков; б – прибор НИИК-2027 для станков СФР группы

Перемещения измерительных кареток с установленной оптической системой (проектор или микроскоп М12) вдоль координат X и Z (X и Y) производятся вручную. Совместив линии перекрестия оптической системы с формообразующими кромками РИ, определяют координаты их положения относительно базовых точек ИК. Для отсчета координат на современных моделях

приборов применяют комплект из 2 оптикоэлектронных измерительных линеек и устройства цифровой индикации. Для определения местоположения базовой точки ИК в системе координат прибора производят первичную и периодическую настройку по эталонной оправке с аттестованными размерами. Эти приборы надежны в эксплуатации, но обладают малой степенью автоматизации и практически не механизированы.

Произошедший в последние годы рост выпускаемой продукции предприятиями машиностроительного комплекса требует не только обновления парка технологического оборудования, но и закупки новых приборов, систем технического контроля и управления. Мировые тенденции развития систем контроля и сокращение кадров квалифицированных метрологов и контролеров требуют создания многофункциональных систем и приборов с высокой степенью автоматизации, особенно в области обработки метрологической и технологической информации. Очевидно, что на машиностроительных предприятиях необходимо внедрять новые методы и средства контроля, в том числе наиболее эффективные на сегодняшний день координатные измерительные машины (КИМ), приборы и системы различных компоновок и типоразмеров. Положенный в основу работы КИМ координатный метод измерения является наиболее универсальным и может эффективно применяться для автоматизированного контроля широкой номенклатуры деталей (в том числе РИ и ИК).

Принципиальная основа координатного метода измерения заключается в том, что любую поверхность или профиль можно представить состоящей из бесконечного числа отдельных точек. Если известно положение в пространстве какого-то ограниченного числа этих точек (массив точек), т. е. определены их координаты, то по соответствующим формулам (алгоритмам) можно рассчитать размеры этих поверхностей (профилей) и отклонения формы, а также определить расположение поверхностей (профилей) в пространстве и между собой (координатные размеры и отклонения расположения). Для повышения точности и достоверности расчета необходимых размерных параметров применяют стратегии многоточечных измерений для каждой поверхности и очень сложные расчетные методики, которые практически невозможно реализовать без использования специализированного метрологического программного обеспечения.

Российские приборы для настройки ИК вне станка и универсальные микроскопы, применяемые в инструментальном производстве, в основном обеспечивают двух- или трехкоординатную схему измерения, что дает возможность использовать все преимущества координатной методики измерений. Очевидно, что параллельно с внедрением на российских предприятиях новых моделей универсальных и специализированных КИМ необходимо разработать варианты модернизации (ретрофиттинга) существующих конструкций измерительных приборов и систем, что позволит значительно уменьшить время проектирования и снизить стоимость изготовления средств координатных измерений.

Специалистами ЗАО «ЧелябНИИконтроль» совместно с сотрудниками и магистрантами кафедры технологии машиностроения ЮУрГУ разработана оптико-электронная измерительная система НИИК-890 «ОптИС» [4, 5]. Система используется в качестве основного и дополнительного измерительного модуля на новых приборах и для модернизации различного измерительного оборудования (микроскопы, координатные измерительные машины, приборы для размерной настройки режущего инструмента вне станка, навесная система для настройки и диагностики состояния режущего инструмента на станке с числовым программным управлением). В базовой комплектации (см. таблицу) в систему НИИК-890 входит цифровая видеокамера (модель выбирается по согласованию с Заказчиком), оснащенная интерфейсным соединением с персональным компьютером. Видеокамера с телецентрическим объективом устанавливается на подвижную каретку прибора (рис. 2, а) и используется в качестве основной или дополнительной (совместно с контактным датчиком) измерительной головки (ИГ). Для измерений в проходящем или отраженном свете применяется дополнительный модуль подсветки. Аппаратная реализация прямоугольной или цилиндрической системы координат измерительной машины или прибора (СКМ) обеспечивается штатными или дополнительными оптоэлектронными преобразователями линейных и угловых перемещений с дискретностью до 0,05 мкм, сигналы с которых обрабатываются и через USB-разъем передаются в ПК с помощью электронного модуля НИИК-801.

Важной частью системы является разработанное специализированное программное обеспечение «ТЕХНОкоорд» с интегрированным программным модулем для оптических измерений.

Контроль и испытания

Программа обеспечивает режим прямого и реверсивного измерения в ручном и автоматическом цикле. Возможность работы с САД-моделью измеряемой детали, удобный интерактивный интерфейс, автоматизация процессов выбора стратегии измерения типовых поверхностей, обработки данных и формирования протоколов результатов измерения значительно упрощают работу оператора-контролера. Рост производительности операций контроля достигается за счет использования технологии «Системы технического зрения» для автоматического распознавания кромки измеряемой детали.

Варианты комплектации и технические характеристики оптической измерительной системы НИИК-890 «ОптИС»

Наименование комплектующих		Характеристики			
Цифровая видеокамера	Модель	Разрешение матрицы, Мпикс	Размер одного пикселя матрицы, мкм	Отношение сигнал/шум, дБ	Чувствительность, лк
	VEC-135	1,3	8	50	0,5
	VEC-245	2,4	4	46	0,5
	VEC-545	5,4	0,8	46	1
	Sony XCD-SX90CR	1,2	3,75	–	–
Преобразователи линейных перемещений	Модель	Дискретность, мкм			
	ЛИР-7	от 0,1 до 10			
	Renishaw	от 0,05 до 5			
Программное обеспечение – ТЕХНОкоорд 5.08					
Электронный блок управления – ЭБУ-НИИК-801					

Процесс координатных измерений с использованием системы НИИК-890 «ОптИС» выполняется в несколько этапов:

- С помощью специального набора эталонных деталей производится калибровка оптической ИГ:
 - за счет микроперемещений по оси Z и настройки телецентрического объектива достигается оптимальная четкость изображения кромки измеряемой детали;
 - осуществляется привязка положения нулевой точки (назначается один из центральных пикселей ПЗС-матрицы) системы координат камеры (СКК) в СКМ;
 - определение фактических размеров пикселей ПЗС-матрицы и формирование массива координат положения центра каждого пикселя в СКК.
- В автоматическом или ручном режиме перемещают оптическую ИГ в заданные позиции измерения (рис. 2, б). Координаты положения нулевой точки СКК в СКМ (X_{Mj} , Y_{Mj}) для каждой позиции выбирают так, чтобы в поле зрения камеры последовательно попал весь измеряемый контур детали.
- В каждой позиции в три этапа определяем в СКМ массив координат точек (X_{Mij} , Y_{Mij}), расположенных на измеряемом контуре:
 - анализируя пороговое значение яркости каждого пикселя ПЗС-матрицы в заданной позиции, определяем первичный массив координат (X_{Kij}^0 , Y_{Kij}^0) центров граничных пикселей в СКК («грубый» контур);
 - используя «субпиксельный» алгоритм интерполяции, определяем массив расчетных координат в СКК точек (X_{Kij} , Y_{Kij}), расположенных на измеряемом контуре («уточненный» контур);
 - формируем массив значений координат измеренных в заданной позиции точек в СКМ:

$$X_{Mij} = X_{Mj} + X_{Kij},$$

$$Y_{Mij} = Y_{Mj} + Y_{Kij}$$
- Анализ измеренных точек, расчеты необходимых линейных и угловых параметров в программной среде «ТЕХНОкоорд».
- Формирование протоколов результатов измерения.

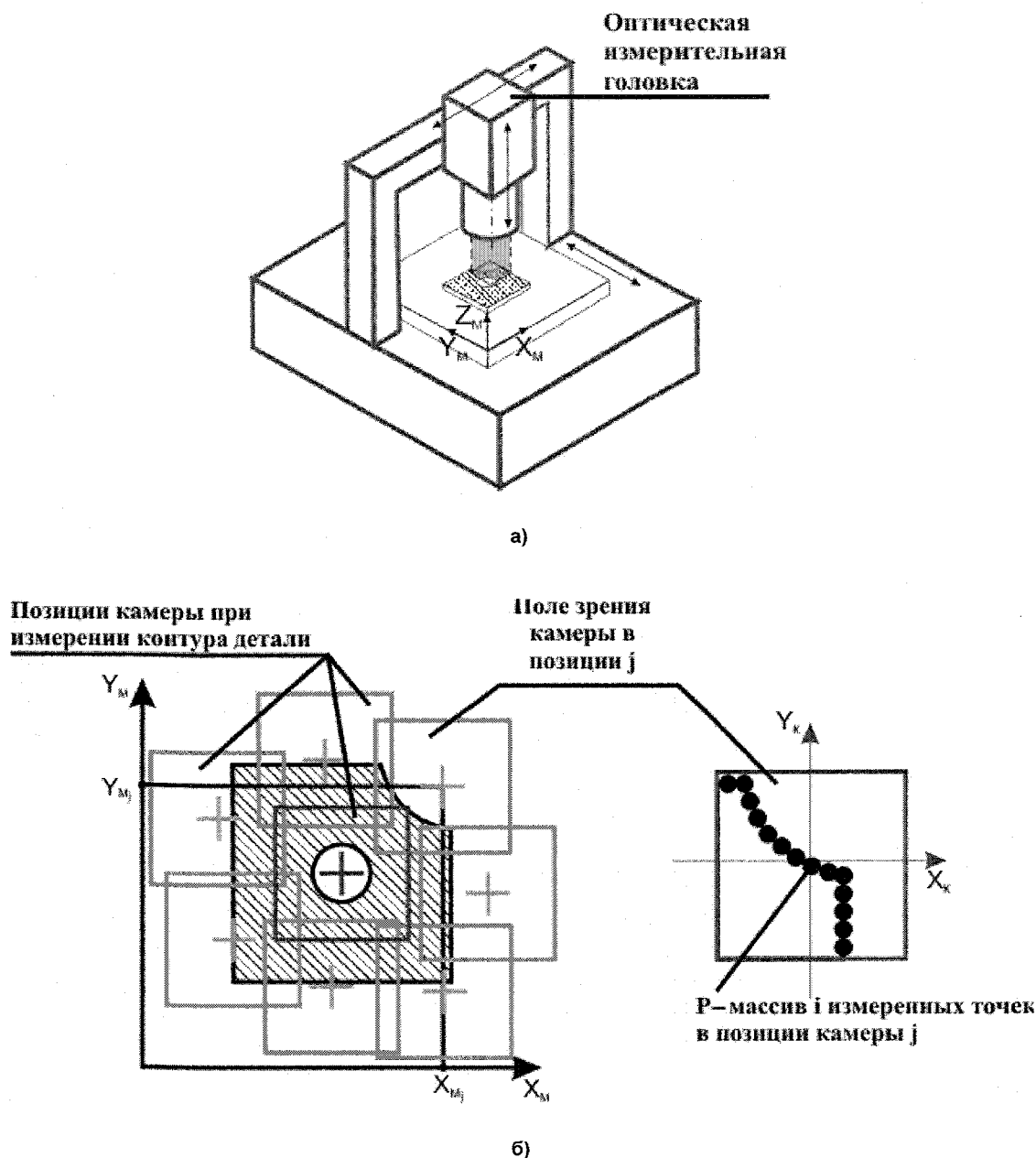


Рис. 2. Схема работы «Системы технического зрения»

На сегодняшний момент произведена модернизация микроскопов ДИП-3 (рис. 3) в лаборатории Челябинского инструментального завода, УИМ-21 и Carl Zeiss в лаборатории ЗАО «ЧелябНИИконтроль», БМИ в учебной лаборатории кафедры технологии машиностроения ЮУрГУ. Проводится разработка практических методов автоматизированных измерений типовых деталей инструментального производства, пополняется база данных подпрограмм измерения.

Разработан, изготовлен и поставлен потребителю новый вариант прибора для настройки инструментальных комплектов СФР станков НИИК-2027К (рис. 4). Прибор оснащен системой НИИК-890 с дополнительным модулем подсветки. Кроме стандартных возможностей (определение координат положения формообразующих кромок РИ относительно базовых точек ИК) режущий инструмент проверяется на наличие износа, лунок или сколов. Анализируются и измеряются размеры элементов (диаметры, радиусы скруглений), биение и углы контура кромки. В качестве дополнительной опции прибор оснащается принтером для печати этикеток с данными о размерах для настройки станка.

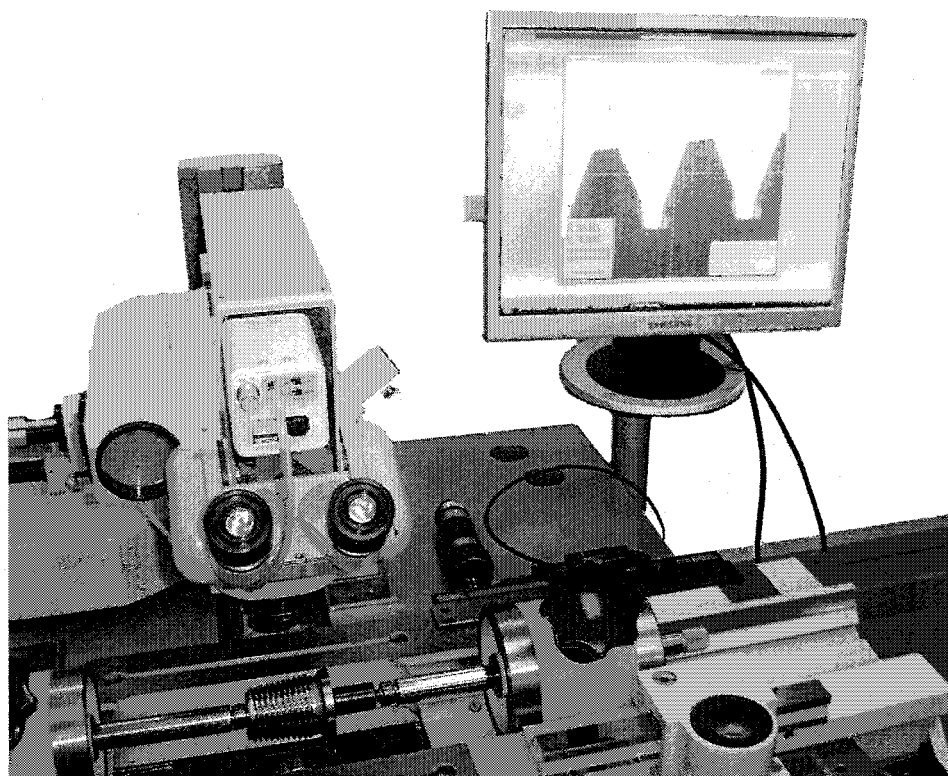


Рис. 3. Пример использования системы НИИК-890 «ОптИС» для модернизации микроскопа ДИП-3

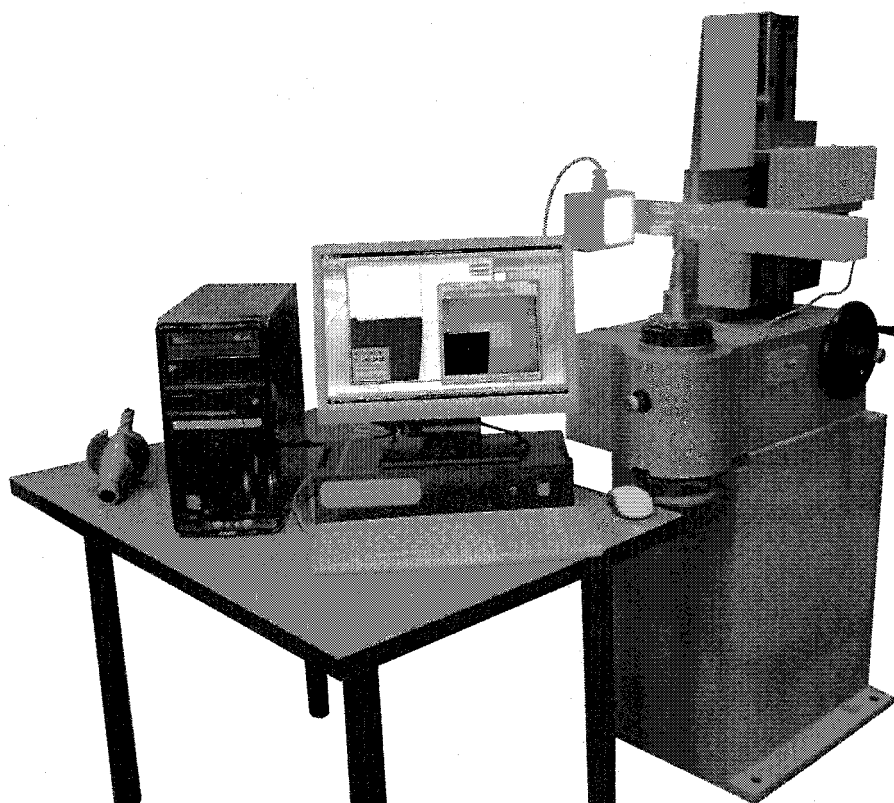


Рис. 4. Прибор для размерной настройки ИК станков СФР группы НИИК-2027К

Помимо решения задач по модернизации существующих приборов, проводятся научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по проектированию новых типов приборов для реализации измерений в автоматическом цикле.

Литература

1. *Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник: в 3 т. Т. 2: Расчет и конструирование узлов и элементов станков / А.С. Проников, Е.И. Борисов, В.В. Бушуев и др.; под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1995. – 320 с.*
2. *Кузнецов, Ю.И. Оснастка для станков с ЧПУ: справочник / Ю.И. Кузнецов, А.Р. Маслов, А.Н. Байков. – М.: Машиностроение, 1983. – 359 с.*
3. *Каталог SANDVIK Coromant (Швеция) «Вращающийся инструмент».*
4. *Сайт Internet: www.toolmaker.ru.*
5. *Сурков И.В. Программно-аппаратный комплекс для автоматизированного контроля на базе системы технического зрения / И.В. Сурков, А.С. Курочкин // Прогрессивные технологии в машиностроении: сб. науч. тр. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006. – С. 25–27.*

Поступила в редакцию 18 февраля 2010 г.

Сурков Игорь Васильевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология машиностроения», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – исследование методов координатных измерений геометрических параметров прецизионных деталей и инструментов и управления точностью обработки на станках с ЧПУ. Тел.: (351) 267-93-43.

Igor Vasilyevich Surkov. Candidate of Engineering Science, associate professor of mechanical engineering department of South Ural State University. Field of research – coordinate measuring techniques for geometric parameters of precision parts and tools and working accuracy control on NC machines. Tel.: (351) 267-93-43.

Курочкин Александр Сергеевич. Инженер отдела «Технология машиностроения» научно-производственного института «Уралучтех» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – исследование методов координатных измерений геометрических параметров прецизионных деталей и инструментов.

Alexander Sergeevich Kurochkin. Engineer of mechanical engineering department of scientific and production institute “Uraluchtech” of South Ural State University. Field of research – coordinate measuring techniques for geometric parameters of precision parts and tools.

Красикова Ольга Сергеевна. Магистрант 2-го курса кафедры «Технология машиностроения», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – исследование методов координатных измерений геометрических параметров прецизионных деталей и инструментов.

Olga Sergeevna Krasikova. 2-year graduate student of mechanical engineering department of South Ural State University. Field of research – coordinate measuring techniques for geometric parameters of precision parts and tools.

МЕТОДИКА РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Г.Д. Драгунов, Д.С. Власов, А.А. Юсупов

TECHNIQUE IT IS SETTLEMENT-EXPERIMENTAL RESEARCH CAR TRANSMISSIONS

G.D. Dragunov, D.S. Vlasov, A.A. Jusupov

Представлена методика расчетно-экспериментального исследования, математическая модель и ходовая лаборатория на базе автомобиля УАЗ-31512, предназначенные для дорожных испытаний трансмиссии.

Ключевые слова: ходовая лаборатория, математическая модель, трансмиссия, коробка передач.

The technique is presented is settlement-experimental research, mathematical model and running laboratory on the basis of car UAZ-31512, the transmissions intended for road tests.

Keywords: running laboratory, mathematical model, transmission, gearbox.

При исследовании сложных механических систем, например механических трансмиссий автомобилей, рационально использовать сочетание методов математического моделирования, численного исследования на их основе и натурального эксперимента. Такой подход позволяет наилучшим образом спланировать эксперимент, уменьшить его объём и время проведения, повысить точность результатов, упростить их обработку вплоть до её автоматизации с использованием соответствующих программ. С этой целью разработана методика расчетно-экспериментального исследования трансмиссии автомобиля, в которой используются компьютерные технологии.

Наиболее полную информацию позволяют получить дорожные исследования трансмиссии автомобиля с использованием ходовой лаборатории [1]. В ходе испытаний фиксируются и определяются:

- пробег и объем выполненной работы;
- отказы, поломки, неисправности, нарушения регулировки;
- время и расходы на устранение отказов;
- средние скорости движения;
- средние расходы топлива, масел и других эксплуатационных материалов;
- запас хода (продолжительность работы без дозаправки) по топливу;
- изменение физико-химических свойств масел и смазок;
- достаточность, удобство укладки и крепления комплекта возимых запчастей, инструмента и принадлежностей;
- удобство и трудоемкость выполнения операций технического обслуживания;
- полнота проекта руководства по эксплуатации.

В отличие от стендовых, лабораторно-дорожные испытания позволяют получить больше информации, в том числе данных по влиянию трансмиссии на автомобиль в целом.

Для проведения исследований трансмиссии автомобиля разработана ходовая лаборатория, представляющая собой автомобиль УАЗ-31512, оснащенный экспериментальной коробкой переключения передач (далее ЭКПП) и измерительным комплексом (ИК).

В состав измерительного комплекса входят тензорезистивные датчики крутящего момента (КФ 5П1-10-100) и индукционные датчики скорости вращения, в качестве которых применяются коллекторные двигатели постоянного тока типа ДПМ и ДПФ (ДПМ-25-Н1 – на заднем колесе и на двигателе и ДПФ-42-Ф1 – в КПП).

Экспериментальные исследования проводятся на режимах, определяемых городским циклом движения по ГОСТ 20306-90 «Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний».

Для математического моделирования и численного эксперимента используется динамическая схема трансмиссии автомобиля, представленная на рис. 1.

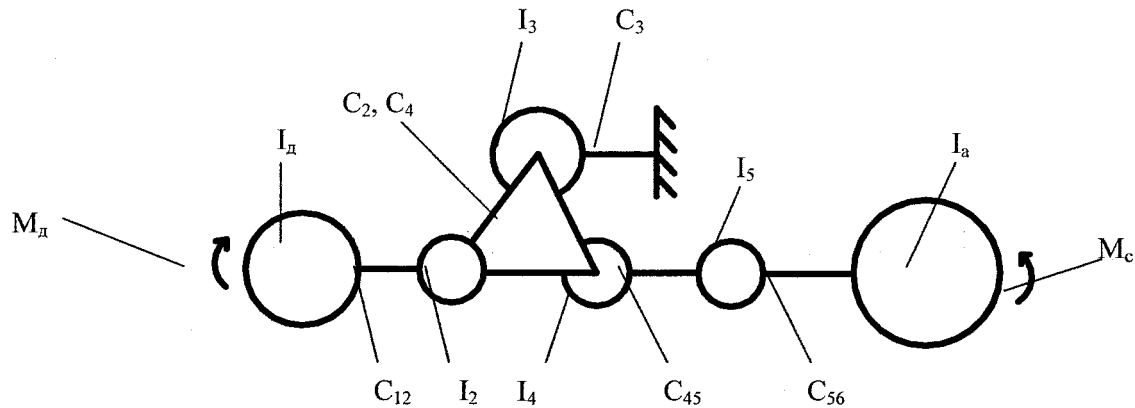


Рис. 1. Динамическая схема трансмиссии: I_d – момент инерции двигателя; I_2 – момент инерции первичного вала и шестерен привода; I_3 – момент инерции водила; I_4 – момент инерции главной передачи и дифференциала; I_5 – момент инерции колес; I_a – момент инерции автомобиля; C_{12} – жесткость первичного вала; C_2 – жесткость промежуточного вала; C_3 – жесткость водила; C_4 – жесткость карданной передачи; C_{45} – жесткость двух полуосей; C_{56} – жесткость двух шин; M_d – крутящий момент двигателя; M_c – момент от внешних сил, действующих на автомобиль

Система уравнений, описывающая процесс переключения с параметрами динамической схемы, приведенными к коленчатому валу двигателя [2]:

$$\begin{aligned}
 I_d \ddot{\varphi}_d + C_{12}(\varphi_d - \varphi_2) - M_d &= 0; \\
 I_2 \ddot{\varphi}_2 + \frac{(\varphi_2 + a \cdot \varphi_4 - (1+b) \cdot \varphi_3) \cdot C_2 \cdot C_4}{C_4 + a^2 \cdot C_2} &= C_{12}(\varphi_d - \varphi_2); \\
 I_3 \ddot{\varphi}_3 - \frac{(\varphi_2 + a \cdot \varphi_4 - (1+b) \cdot \varphi_3) \cdot C_2 \cdot C_4}{C_4 + a^2 \cdot C_2} &= 0; \\
 I_4 \ddot{\varphi}_4 + \frac{(\varphi_2 + a \cdot \varphi_4 - (1+b) \cdot \varphi_3) \cdot C_2 \cdot C_4}{C_4 + a^2 \cdot C_2} &= C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5); \\
 I_5 \ddot{\varphi}_5 - C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) + C_{56}(\varphi_5 - \varphi_a) &= 0; \\
 I_a \ddot{\varphi}_a - C_{56}(\varphi_5 - \varphi_a) + M_c &= 0.
 \end{aligned}$$

Здесь φ_i – угловой путь соответствующей маховой массы; a – отношение числа зубьев шестерни на выходном валу к числу зубьев шестерни на промежуточном валу коробки передач; b – отношение числа зубьев мнимого эпицикла к числу зубьев шестерни промежуточного вала.

Для решения системы уравнений используется программа Mathcad 14.

На текущем этапе исследований необходимо уточнить эксплуатационные параметры ЭКПП:

1. Время переключения передач – для оценки тягово-динамических характеристик и топливной экономичности автомобиля.
2. Динамические нагрузки в трансмиссии – для оценки надежности ЭКПП.

Кроме того, необходимо получить данные для проверки адекватности математической модели.

Для оценки адекватности модели необходимо измерить и зафиксировать изменение во времени крутящего момента от внешних сил, действующих на автомобиль M_c , а также скоростей вращения всех валов. Поскольку крутящий момент на полуосях одинаков, то момент внешних сил можно определить, замерив момент на одной полуоси автомобиля, т. е. наклеив тензодатчики

Контроль и испытания

на одну полуось. Для определения скоростей вращения валов достаточно измерить скорости на трех участках с постоянным передаточным отношением в процессе переключения передач:

- 1) на коленчатом валу двигателя;
- 2) на участке от ведомого диска сцепления до промежуточного вала и связанных с ним шестерен;
- 3) на участке от выходного вала коробки передач до ведущих колес автомобиля.

Исходя из компоновки узлов и агрегатов автомобиля, датчики целесообразно разместить в следующих местах (рис. 2):

- 1) датчик специальным кронштейном крепится к крышке распределительных шестерен двигателя;
- 2) датчик устанавливается на коробке передач и соединен с промежуточным валом;
- 3) датчик устанавливается на колесо соосно с его осью вращения. корпус датчика закрепляется неподвижно таким образом, чтобы обеспечить свободное вращение его подвижной части.

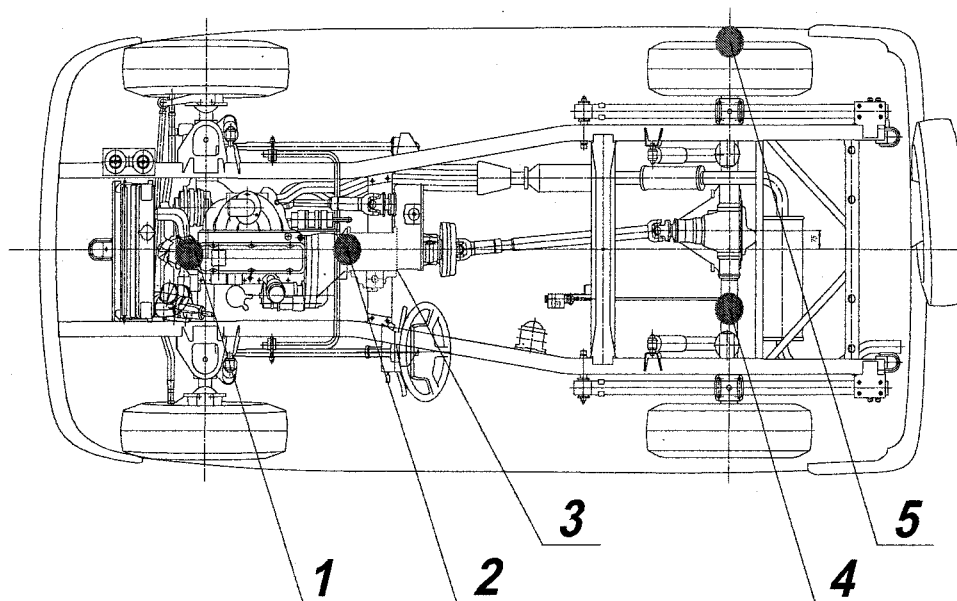


Рис. 2. Размещение датчиков (вид сверху)

На рис. 2 схематично отмечены места установки датчиков. Цифрой 1 обозначен индукционный датчик скорости вращения, установленный на коленчатом валу двигателя; цифрой 2 обозначен индукционный датчик скорости вращения, установленный в КПП; цифрой 4 обозначен индукционный датчик скорости вращения, установленный на заднем колесе; цифрой 5 обозначен тензорезистивная полумостовая схема, установленная на задней полуоси. Цифрой 3 на рисунке обозначена КПП.

Тензорезисторы соединяются в полумостовую схему, которая крепится на заднюю полуось автомобиля. Крутящий момент, создаваемый на полуоси, приводит к её деформации кручения.

Тензорезисторы, воспринимая деформацию, изменяют значение своего сопротивления. В результате чего изменяется напряжение в измерительной цепи. Изменение напряжения регистрируется измерительным преобразователем и при необходимости сохраняется в файл регистрации данных. Таким образом, можно осуществлять регистрацию крутящего момента на задней полуоси. Посредством градуировки тензорезисторов устанавливается зависимость между изменением крутящего момента на полуоси и изменением напряжения, снимаемого с полумостовой схемы.

Одной из особенностей данного ИК является применение радиоканала (рис. 3) для передачи информации о крутящем моменте на задней разгруженной полуоси. Традиционно используемые для этой цели контактные устройства, несмотря на их простоту, обладают целым рядом недостатков, затрудняющих и ограничивающих возможность их применения, в виду больших угловых скоростей вращения полуоси.

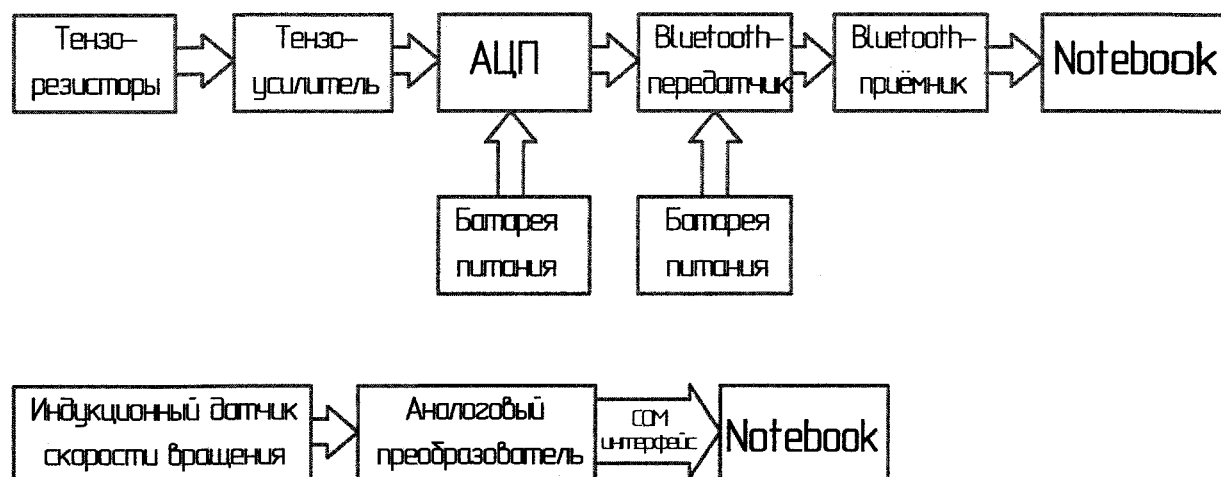


Рис. 3. Структурная схема измерительного комплекса

Радиоканал состоит из передатчика и приемника радиосигнала. Передатчик радиосигнала фирмы SMART выполнен в виде модуля размером 30x50x15 мм, закрепленного на колесе так, что ось вращения передатчика совпадает с осью вращения колеса.

Питание передатчика осуществляется от элемента питания типа 6LR61(стандарт Евросоюза) или 160A4 (ANSI). Был использован элемент фирмы Duracell с рабочим диапазоном напряжений от 9,6 В до 4,6 В, номинальным напряжением 9 В, номинальной ёмкостью 0,75 А/ч. Оцифрованный сигнал передается на приёмник по протоколу Bluetooth на частоте 2,4 ГГц.

Передатчик потребляет ток порядка 44–45 мА в режиме передачи информации, порядка 77 мА в режиме установки связи с приёмником (10–20 секунд при установке связи и запуске программы). Напряжение питания составляет 5 В. Таким образом, элемент питания может обеспечить бесперебойную работу передатчика на протяжении более чем 12 часов.

Приемник радиосигнала обеспечивает уверенный прием в радиусе 10 м от передатчика. Он соединяется с компьютером по интерфейсу USB.

Для обработки результатов испытаний и оценки погрешности применима методика работы [2].

Говоря об измерительном комплексе, стоит назвать его преимущества перед аналоговыми устройствами:

1. Позволяет отказаться от тахосъемников для получения сигналов с подвижных деталей и с автомобиля в целом, это стало возможно с применением радиоканала.

2. Информация получается от датчиков в цифровом виде, что безусловно удобно для передачи и обработки результатов.

3. Использование компьютерных технологий позволяет решить вопрос регистрации хранения и обработки данных. Ранее процесс передачи данных осуществлялся следующим образом: сигнал от тензодатчиков подавался через тахосъемники на тензоусилитель, после чего сигнал записывался на бумажную ленту. Все это естественно приводило к большим затратам труда и существенным погрешностям в измерении.

4. Стоит также отметить, что с использованием данного измерительного комплекса обеспечивается точность измерений в соответствии с ГОСТ 20306-90 «Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний».

Из недостатков можно отметить возможность возникновения эффекта Доплера, для уменьшения которого достаточно исключить относительное перемещение передатчика и приёмника, т. е. поместить приёмник на автомобиль.

Проведение многочисленных экспериментов показало, что используемый измерительный комплекс соответствует предъявляемым ранее требованиям и обеспечивает достаточную надежность функционирования.

Отличительной особенностью измерительного комплекса является использование в его составе готовых покупных комплектующих, минимальные доработки деталей автомобиля, его мобильность и изначальная ориентация на регистрацию параметров, выбор которых связан с особенностями испытаний. Комплекс предназначен для проведения испытаний в реальных дорож-

Контроль и испытания

ных условиях, так как именно эти испытания могут дать необходимые данные по динамическим характеристикам, связанным с трансмиссией автомобиля. Разработанная аппаратура позволяет определить нагрузки в трансмиссии и их изменение во времени.

ИК может устанавливаться на испытуемом автомобиле, автомобиле сопровождения или, если это позволяет регистрирующая аппаратура, в отдельной лаборатории.

Литература

1. Безверхий, С.Ф. Основы технологии полигонных испытаний и сертификация автомобилей / С.Ф. Безверхий, Н.Н. Яценко. – М.: Издательство стандартов, 1996. – 567 с.
2. Прасолов, Н.С. Обоснование режимов переключения в автомобильной коробке передач с изменяемым межосевым расстоянием зубчатых зацеплений: дис. ... канд. техн. наук / Н.С. Прасолов. – Челябинск: ЮУрГУ, 2004. – 125 с.

Поступила в редакцию 16 июня 2010 г.

Драгунов Геннадий Дмитриевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобили», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – тепловые двигатели. Тел.: (351) 267-94-41.

Gennady D. Dragunov. The doctor of engineering science, professor of «Automobile» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – heat engines. Tel.: (351) 267-94-41.

Власов Дмитрий Сергеевич. Студент кафедры «Автомобили», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – автомобильные коробки передач.

Dmitry S. Vlasov. The student of «Automobile» department of the South Urals State University. The area of scientific interests –automobile gearbox.

Юсупов Азат Ахметович. Инженер кафедры «Автомобили», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – автомобильные коробки передач.

Azat A. Yusupov. The engineer of «Automobile» department of the South Urals State University. The area of scientific interests –automobile gearbox.

ПРАВИЛА ДЛЯ АВТОРОВ

1. В редакцию предоставляются печатный вариант статьи (шрифт 14 пт) и ее электронная версия (формат MS Word версии 2003 и ранее) согласно п. 5 настоящих правил, экспертное заключение о возможности опубликования статьи в открытой печати (оригинал), контактная информация ответственного за подготовку рукописи.

2. Структура статьи: УДК, название (не более 15 слов) на русском языке, список авторов на русском языке, название статьи на английском языке, список авторов на английском языке, аннотация (не более 350 знаков) на русском языке, список ключевых слов на русском языке, аннотация на английском языке, список ключевых слов на английском языке, текст статьи, литература (в порядке цитирования, ГОСТ 7.1–2003).

3. После текста статьи следуют сведения об авторах (Ф.И.О., научная степень, научное звание, место работы, должность, область научных интересов, контактная информация (почтовый адрес организации, e-mail) для каждого автора при ее наличии) на русском и английском языках.

4. Объем статьи, включая сведения об авторах – не более 10 страниц, оформленных в соответствии с правилами.

5. Параметры набора. Поля: зеркальные, верхнее, нижнее – 2,3 см, внутри – 2,2 см, снаружи – 2,5 см, переплет – 0. Отступы до колонтитулов – 1,8 см. Текст набирается в одну колонку, шрифт – Times New Roman, 11 пт. Отступ первой строки абзаца – 0,8 см. Выравнивание – по ширине. Междустрочный интервал – единичный. Включить автоматический перенос. Все кавычки должны быть угловыми (« »). Все символы «тире» должны быть среднего размера («–», а не «-»). Десятичный разделитель во всех элементах статьи (текст, формулы, таблицы, картинки) – запятая. Начертание цифр (арабских, римских) во всех элементах статьи – прямое (не курсив).

6. Формулы набираются в редакторе формул Microsoft Equation (строго!) с отступом 0,8 см. Размер символов: обычные – 11 пт, крупный индекс – 7 пт, мелкий индекс – 6 пт.

7. Рисунки – черно-белые. Если рисунок создан не средствами MS Office, необходимо предоставить его в редакцию в электронном виде в том формате, в котором он создан (tiff, bmp, cdr, dxf и т.д.). Для растровых рисунков разрешение не менее 300 dpi. Подрисовочные надписи выполнять шрифтом Arial, 8 пт, полужирным.

8. Адрес редакции научного журнала «Вестник ЮУрГУ», серии «Машиностроение»: Россия, 454080, г. Челябинск, пр. им. Ленина, 76, Южно-Уральский государственный университет, механико-технологический факультет, кафедра АМСП, ответственному редактору Тверскому Михаилу Михайловичу.

9. Электронная почта: vetkadog@mail.ru

10. Полную версию правил подготовки рукописей можно загрузить с сайта ЮУрГУ (<http://www.susu.ac.ru>), следуя ссылкам: «Научная деятельность», «Вестник ЮУрГУ», «Серия».

11. Плата с аспирантов за публикацию статей не берется.

ВЕСТНИК ЮЖНО-УРАЛЬСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 29 (205) 2010

Серия
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Выпуск 16

Редактор Л.М. Соколова
Компьютерная верстка В.Г. Харитоновой

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 20.09.2010. Формат 60×84 1/8. Печать трафаретная.
Усл. печ. л. 10,23. Уч.-изд. л. 8,09. Тираж 500 экз. Заказ 393/674.

Отпечатано в типографии Издательского центра ЮУрГУ. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.