

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ БОРИДОВ НА МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И ЖАРСТОЙКОСТЬ МАРТЕНСИТНО-СТАРЕЮЩЕЙ СТАЛИ, ПОЛУЧЕННОЙ НАПЛАВКОЙ

Приведены результаты исследования механических свойств и жаростойкости мартенситно-стареющей стали Fe-Ni-Mo-Cr-V-Si-Ti-Al с композиционной структурой, содержащей соединения бора. Показано влияние боридов на характер упрочнения композиционного материала. Проанализирована роль боридов в повышении жаростойкости стали.

Ключевые слова: наплавленный металл, мартенситно-стареющая сталь, бориды, прочность, жаростойкость.

Мартенситно-стареющие стали находят широкое применение в качестве конструкционного материала для изготовления деталей, работающих при высоких и криогенных температурах. Несложная термическая обработка этих сталей, а также повышенная прочность в сочетании с высокой пластичностью явились предпосылкой для разработки материалов, предназначенных для износостойкой наплавки деталей, работающих в условиях циклического температурно-силового воздействия [1–4]. Мартенситно-стареющие стали после закалки или нормализации имеют сравнительно невысокую твердость, поэтому наплавленный металл в исходном состоянии хорошо обрабатывается режущим инструментом. После соответствующей термической обработки (старения) у металла повышаются прочностные характеристики за счет образования в нем сегрегаций и (или) ультрадисперсных интерметаллидов. В то же время в большинстве случаев данные материалы легированы дефицитными дорогостоящими элементами (кобальтом, вольфрамом), общее содержание которых может достигать 20 %, что обуславливает их высокую стоимость и ограничивает применение.

Новые перспективы для разработки износостойких наплавочных материалов, в которых удачно сочетаются прочность, пластичность и износостойкость, открывает переход к получению экономнолегированного наплавленного металла с композиционной структурой, состоящего из относительно мягкой матрицы (основы) и высокопрочных волокон, армирующих матрицу [5, 6].

Установлено, что введение в экономнолегированную мартенситно-стареющую сталь 0Н13М5Х4ФСТЮ тугоплавких соединений бора (B_4C , TiB_2 , CrB_2) способствует получению композиционной структуры, состоящей из железоникелевого мартенсита и карбоборидной эвтектики, располагающейся в виде каркаса («скелета») [7, 8]. Наплавленный металл с такой композиционной структурой обладает высокой теплостойкостью, износостойкостью и термостойкостью по сравнению с мартенситно-

стареющей сталью без боридов, однако определение жаростойкости и оценка механических свойств данного материала не производились.

В данной работе приведены результаты исследования влияния тугоплавких соединений бора (B_4C , TiB_2 , ZrB_2) на механические свойства и жаростойкость мартенситно-стареющей стали 0Н13М5Х4ФСТЮ полученной наплавкой.

Многослойную наплавку на пластины, из стали Ст3 размерами 200×50×10 мм, осуществляли порошковыми проволоками диаметром 2,4 мм в среде инертного газа на следующем режиме: ток 300 А, напряжение 24...26 В, скорость наплавки 20 м/ч. Механические испытания на растяжение проводили при комнатной температуре на машине Instron-3369 со скоростью 1 мм/мин на образцах с рабочим диаметром 5 мм и длиной 25 мм. Значение ударной вязкости КСУ наплавленного металла определяли на образцах в соответствии с ГОСТом 9454-78 на маятниковом копке Metro Com 06103300.

Проведенные механические испытания показали, что в состоянии после наплавки сталь 0Н13М5Х4ФСТЮ без боридов имеет относительно высокие показатели прочности ($\sigma_{0,2} = 940$ МПа, $\sigma_b = 1080$ МПа, 385÷410 НВ) при значении ударной вязкости КСУ 1,53 МДж/м². Старение данной стали при 500 °С, 2 ч приводит к значительному приросту прочности ($\sigma_{0,2} = 1680$ МПа, $\sigma_b = 1730$ МПа, 510÷524 НВ) и снижению ударной вязкости КСУ до 0,62 МДж/м².

Сталь 0Н13М5Х4ФСТЮ с боридами в состоянии после наплавки имеет более высокие показатели прочности ($\sigma_{0,2} = 1270$ МПа, $\sigma_b = 1320$ МПа, 445÷476 НВ) при значении ударной вязкости КСУ 0,84 МДж/м². Старение такой стали с боридами при 500 °С, 2 ч сопровождается такими же изменениями механических характеристик ($\sigma_{0,2} = 2550$ МПа, $\sigma_b = 2610$ МПа, 694÷719 НВ) при значении ударной вязкости КСУ 0,41 МДж/м², как и у обычных мартенситно-стареющих сталей. Такие значения механических свойств можно объяснить тем, что карбоборидная эвтектика, располагаясь в структуре наплавленного металла

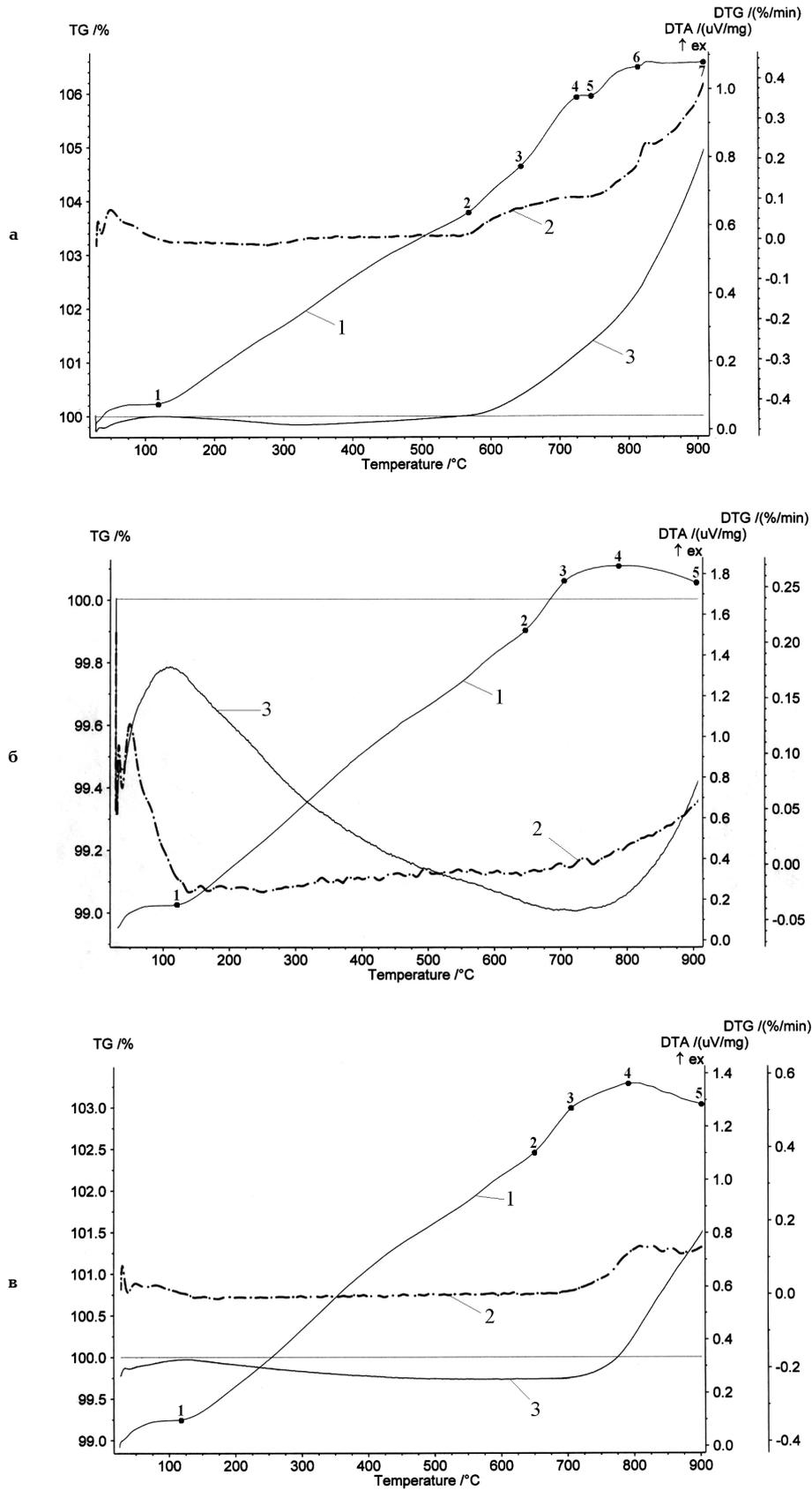


Рис. 1. Термограммы сталей:
 а — 50ХНМ; б — 0Н13М5Х4СФТЮ; в — 0Н13М5Х4СФТЮ с боридами;
 кривые: 1 — DTA; 2 — DTG; 3 — TG

Результаты рентгеноструктурного анализа окалины

Сталь	Фазовый состав окалины после отпуска при температуре, °С		
	550	750	900
50ХНМ	Fe ₃ O ₄ α-Fe	Fe ₂ O ₃ Fe ₃ O ₄ α-Fe (следы) FeO (следы)	Fe ₂ O ₃ Fe ₃ O ₄ FeO (следы) α-Fe (следы)
0Н13М5Х4СФТЮ	α-Fe Cr ₂ O ₃ NiO (следы)	α-Fe Fe ₂ O ₃ Cr ₂ O ₃ NiO	Fe ₂ O ₃ Fe ₃ O ₄ CrN Mo ₂ N (следы) α-Fe (следы) NiO (следы)
0Н13М5Х4СФТЮ с боридами	α-Fe Cr ₂ O ₃ NiO (следы)	α-Fe Fe ₂ O ₃ Cr ₂ O ₃ NiO	α-Fe Fe ₂ O ₃ Cr ₂ O ₃ NiO Fe ₂ N Mo ₂ N

в виде каркаса, воспринимает часть нагрузки при растяжении и рассредоточивает её на большую площадь поверхности, а железоникелевый твердый раствор препятствует хрупкому разрушению.

Для оценки влияния боридов на жаростойкость мартенситно-старееющей стали проводили исследования с помощью термоанализатора STA 449 С (фирмы «Netzsch»), позволяющего одновременно производить исследования дифференциально-термическим (DTA), термогравиметрическим (TG) и дифференциально-термогравиметрическим (DTG) анализами. Для получения точных результатов исследования проводились на металлической стружке исследуемых сталей массой 35±0,2 мг в тиглях из оксида алюминия при нагреве со скоростью 10 °С/мин до температуры 900 °С в потоке воздуха с расходом 90 мл/мин. Фазовый анализ окалины определялся на металлической стружке после отжига при температурах 500, 750 и 900 °С в течение 5 часов. Исследования проводились на порошковом рентгеновском дифрактометре D8 Advance (фирмы Bruker) в монохроматизированном Cu-к α излучении ($\lambda=1,5418 \text{ \AA}$) при напряжении 40 kV и токе 40 mA. Для сравнения также определялась жаростойкость штамповой стали 50ХНМ по ГОСТу 5950-73.

Как видно из рис. 1, формы термограмм процесса образования окалины у исследуемых сталей отличаются друг от друга, что можно объяснить различием их химического состава. Видно, что на их поверхности образуется не один окисел, а несколько с разными температурами спекания и плавления, фазовый состав которых приведен в табл.

Так, на кривой DTA можно выделить 6 участков окисления штамповой стали 50ХНМ: на участках 1–2 (120...570 °С), 2–3 (570...640 °С) и 3–4 (640...720 °С) происходит образование оксидов Fe₃O₄, FeO и Fe₂O₃ соответственно; на участках 4–5 (720...750 °С) происходит спекание FeO; на участках 5–6 (750...810 °С) дополнительно образуется оксид Fe₂O₃; на участке (810...900 °С) происходит спекание оксидов Fe₃O₄ и Fe₂O₃ (рис. 1а, кривая 1).

На кривых TG и DTG видно, что интенсивное окисление стали 50ХНМ начинается при температурах свыше 575 °С (рис. 1а, кривая 2 и 3). Это можно объяснить тем, что в интервале температур 120...550 °С образуется оксид Fe₃O₄, обладающий высокими защитными свойствами. При температурах свыше 575 °С происходит образование Fe₃O₄, Fe₂O₃ и в том числе

FeO, который имеет сравнительно низкую температуру спекания (720 °С) и обладает высокой способностью к самодиффузии. Поэтому в присутствии FeO защитные свойства оксидов Fe₃O₄ и Fe₂O₃ ослабевают, в связи с этим металл плохо защищен от окисления при высоких температурах. Эти утверждения подтверждает проведенный рентгеноструктурный анализ стружки 50ХНМ после отжига при 750 °С, который показал отсутствие сильных пиков α-Fe (рис. 2).

При изучении кривой DTA окисления стали 0Н13М5Х4ФСТЮ можно выделить 4 участка: на участке 1–2 (120...640 °С) образуются оксиды Cr₂O₃ и NiO; на участках 2–3 (640...700 °С) и 3–4 (700...785 °С) образуется и происходит рост оксида Fe₂O₃ соответственно; на участках 4–5 (785...900 °С) происходит спекание оксидов Fe₂O₃ и Fe₃O₄ и образование нитридов CrN и Mo₂N (рис. 1б, кривая 1).

Присутствие в наплавленном металле 0Н13М5Х4ФСТЮ Ni и Cr образующие оксиды NiO и Cr₂O₃, имеющие очень высокую температуру плавления и спекания, сдвигает начало интенсивного окисления стали в сторону более высоких температур, что подтверждается кривой DTG (рис. 1б, кривая 2). Однако наличие в мартенситно-старееющей стали других полезных, с точки зрения повышения прочности легирующих элементов, таких как Mo и V, отрицательно влияет на ее жаростойкость. Молибден и ванадий, соединяясь с кислородом, образуют легкоплавкие оксиды MoO₃ и V₂O₅ с температурой плавления 795 °С и 658 °С соответственно, что служит причиной ускоренного окисления. При этом MoO₃, являясь летучей окисью, вызывает образование на поверхности стали пористой и рыхлой окалины, которая не обладает хорошими защитными свойствами [9]. Все выше сказанное объясняет форму кривой TG, а именно процесс окисления наплавленного металла 0Н13М5Х4ФСТЮ до температуры 725 °С происходит с уменьшением массы (рис. 1б, кривая 3), а после отжига при 900 °С весь металл переходит в окалину (рис. 3а).

Изучение кривой DTA окисления стали 0Н13М5Х4ФСТЮ с боридами показывает, что данный процесс происходит аналогично мартенситно-старееющей стали без боридов (рис. 1в, кривая 1). При этом окисление наплавленного металла с боридами, в отличие от стали, без них происходит при равномерном изменении массы — кривая TG и при постоянной ско-

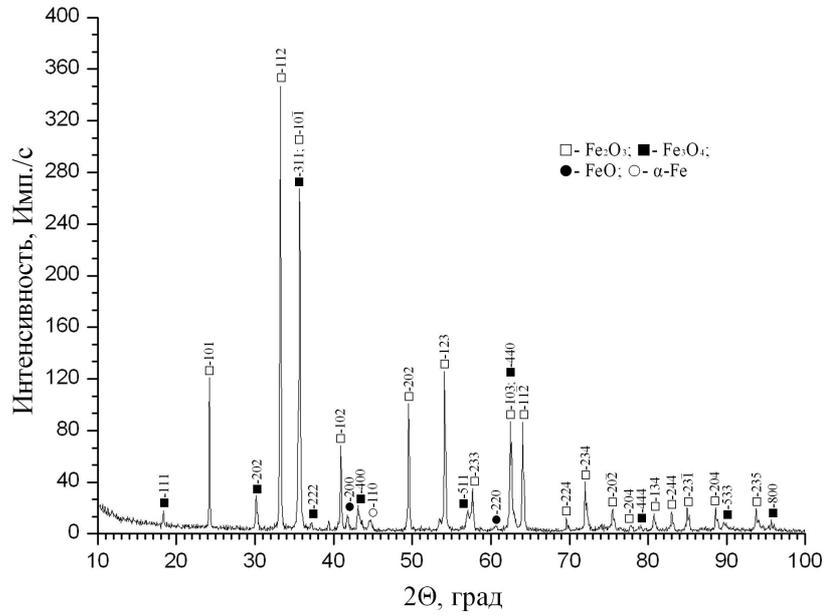


Рис. 2. Дифрактограмма стружки 50XНМ после отжига при 750 °С

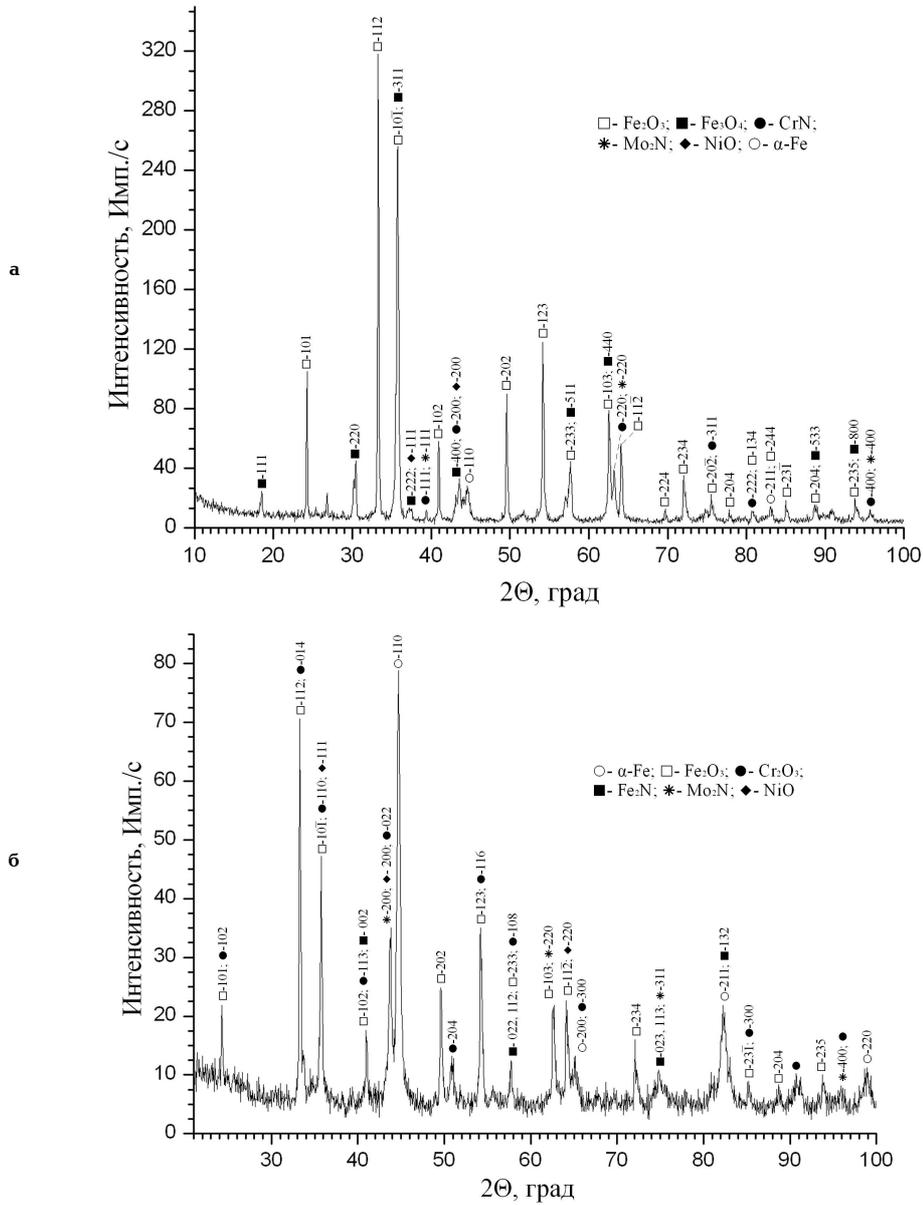


Рис. 3. Дифрактограммы металлической стружки после отжига при 900 °С:
а — 0Н13М5Х4СФТЮ; б — 0Н13М5Х4СФТЮ с боридами

рости — кривая DTG вплоть до 900 °С (рис. 1в, кривая 2 и 3). Это можно объяснить тем, что при окислении стали с боридами, кроме окислов металлов (Fe_2O_3 , Cr_2O_3 , NiO), образуется борный ангидрид B_2O_3 , который, взаимодействуя при высоких температурах с окислами соответствующих металлов, образует пленки сложных двойных соединений — пироборатов, усиливающих защитные свойства окисной пленки (рис. 3б) [10]. Этим и обуславливается высокая жаростойкость наплавленного металла с боридами, значительно превосходящая жаростойкость штамповой стали 50ХНМ и стали 0Н13М5Х4ФСТЮ.

Таким образом, введение боридов (B_4C , TiB_2 , ZrB_2) в мартенситно-старееющую сталь 0Н13Х4М5ФСТЮ позволяет повысить её прочность после старения в 1,5 раза, что соответствует уровню высокопрочных сталей, при незначительном уменьшении ударной вязкости. При этом значительно повышается жаростойкость наплавленного металла вплоть до 900 °С. Применение данной стали, в качестве наплавочного материала, позволит существенно повысить работоспособность деталей и узлов металлургического оборудования, работающих в условиях циклически изменяющихся динамических нагрузок и высоких температур.

Библиографический список

1. Соколов, Г. Н. Наплавка износостойких сплавов на пресовые штампы и инструмент для горячего деформирования сталей / Г. Н. Соколов, В. И. Лысак. — Волгоград : ВолГТУ, 2005. — 284 с.
2. Ерёмин, Е. Н. Повышение износостойкости ножей для поперечной резки горячего металла / Е. Н. Ерёмин, Ю. О. Филиппов, А. Е. Ерёмин // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка металлов давлением. — 2007. — № 10. — С. 37–39.
3. Кальянов, В. Н. Мартенситно-старееющие стали для наплавки штампов / В. Н. Кальянов, В. А. Багров // Сварочное производство. — 2003. — № 2. — С. 35–37.

4. Кондратьев, И. А. Порошковая проволока для наплавки слоя мартенситно-старееющей стали / И. А. Кондратьев, И. А. Рябцев, Я. П. Черняк // Автоматическая сварка. — 2006. — № 4. — С. 50–53.

5. Композиционные керамические материалы и покрытия трибологического назначения / А. Г. Косторнов [и др.] // Порошковая металлургия. — 2003. — № 5–6. — С. 37–46.

6. Уманский, А. П. Композиционный материал на основе карбонитрида титана со связкой железо — хром / А. П. Уманский // Порошковая металлургия. — 2001. — № 11–12. — С. 113–117.

7. Лосев, А. С. Исследование влияния боридов на структуру и свойства мартенситно-старееющей стали / А. С. Лосев, Е. Н. Ерёмин // Омский научный вестник. — 2011. — № 1(95). — С. 29–33.

8. Ерёмин, Е. Н. Применение боридных соединений в порошковой проволоке для наплавки мартенситно-старееющей стали / Е. Н. Ерёмин, А. С. Лосев // Сварочное производство. — 2011. — № 10. — С. 12–15.

9. Химушин, Ф. Ф. Жаропрочные стали и сплавы / Ф. Ф. Химушин — М. : Металлургия, 1969. — 752 с.

10. Войтович, Р. Ф. Тугоплавкие соединения. Термодинамические свойства : справочник / Р. Ф. Войтович. — Киев : Наукова думка, 1971. — 219 с.

ЛОСЕВ Александр Сергеевич, ассистент, кафедра «Оборудование и технология сварочного производства».

ЕРЁМИН Евгений Николаевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Оборудование и технология сварочного производства», декан машиностроительного института.

КНОЛЬ Дмитрий Геннадьевич, студент факультета элитного образования и магистратуры, группа СПМ-511.

Адрес для переписки: weld_techn@mail.ru.

Статья поступила в редакцию 20.06.2012 г.

© А. С. Лосев, Е. Н. Ерёмин, Д. Г. Кноль

Книжная полка

Малые космические аппараты. В 3 кн. / В. Н. Блинов [и др.] ; ОмГТУ, ПО «Полет» — фил. ФГУП «ГКНПЦ им. М. В. Хруничева». — Омск, 2010.

Кн. 1. Пикоспутники. Наноспутники : справ. пособие. — 2010. — 210 с. — ISBN 978-5-8149-0965-7.

Кн. 2. Микроспутники : справ. пособие. — 2010. — 272 с. — ISBN 978-5-8149-0959-5.

Кн. 3. Мини-спутники. Унифицированные космические платформы для малых космических аппаратов : справ. пособие. — 2010. — 347 с. — ISBN 978-5-8149-0960-2.

В справочном пособии представлены систематические сведения об основных технико-экономических характеристиках малых космических аппаратов, их классификации по подклассам (пикоспутники, наноспутники, микроспутники, мини-спутники), методы проектирования.

Даны технические характеристики космических платформ, используемых при создании малых космических аппаратов, приведены примеры патентования разработок, а также соответствующего наземного технологического оборудования.

Рассмотрены вопросы использования нетрадиционных для космической отрасли технических решений: применение переносного технологического и проверочного оборудования, использование для транспортировки МКА на космодром пассажирских вагонов и пассажирских самолетов, и т.д.

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ФОРСУНКИ И НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ПО АНАЛИЗУ ДВИЖЕНИЯ ИГЛЫ

В статье предложена методика диагностирования топливной аппаратуры дизеля в условиях эксплуатации по анализу движения иглы, записанного съемным датчиком давления. Приведены основные неисправности насоса высокого давления и форсунки, определяемые по расположению характерных точек на диаграмме движения иглы. По увеличению продолжительности впрыска топлива определено уменьшение проходного сечения распылителя и его закоксовывание.

Ключевые слова: методика, диагностирование, форсунка, распылитель, закоксовывание, движение иглы, ход.

При разработке диагностических систем дизельных двигателей основное внимание уделяется работе топливной аппаратуре (ТА). Настройкой ТА определяются важнейшие характеристики процесса сгорания топлива — момент воспламенения топлива в цилиндре и качество его последующего сгорания. В зависимости от типа двигателя, его конструкции и совершенства на долю ТА приходится до 30 % неисправностей (отказов).

Современное состояние системы ремонта двигателей внутреннего сгорания представляет свои требования к диагностическим системам. В первую очередь, это универсальность диагностического оборудования, применяемость к различным типам двигателей. Во-вторых, это возможность выполнения диагностических работ в условиях эксплуатации на частичных режимах работы двигателя или даже на холостом ходу.

Эффективность работы двигателя в основном зависит от состояния ТА, неисправности которой можно определить по анализу давления в топливопроводе и движения иглы распылителя форсунки.

Значительной достоверностью и диагностической ценностью обладает диаграмма, полученная с помощью датчика перемещения иглы. Наибольшую точность записи хода иглы обеспечивает индуктивный датчик в виде проставки, расположенной между корпусом распылителя и форсунки [1].

На рис. 1 приведен разрез форсунки дизеля с установкой индуктивного датчика 3, при помощи которого записывается движение иглы, и тензометрического датчика 8 для оценки изменения давления в полости форсунки при движении иглы. Корпус датчика 3 и штанга 4 выполнены из немагнитной жаропрочной стали X18H9T. Рабочая катушка 10 намотана из провода ПЭЛ диаметром 0,13 мм с числом витков 35. Компенсационная катушка имеет те же параметры и размещается вне форсунки. Принцип работы датчика основан на изменении индуктивного сопротивления рабочей катушки в зависимости от зазора между торцом иглы и корпусом.

Установка индуктивного датчика в виде проставки трудоемка, требует снятия форсунки и ее разборки. Применение датчика (индуктивного, тензометрического) с подвижным штоком, припаянным к штанге форсунки, искажает ход иглы ввиду воз-

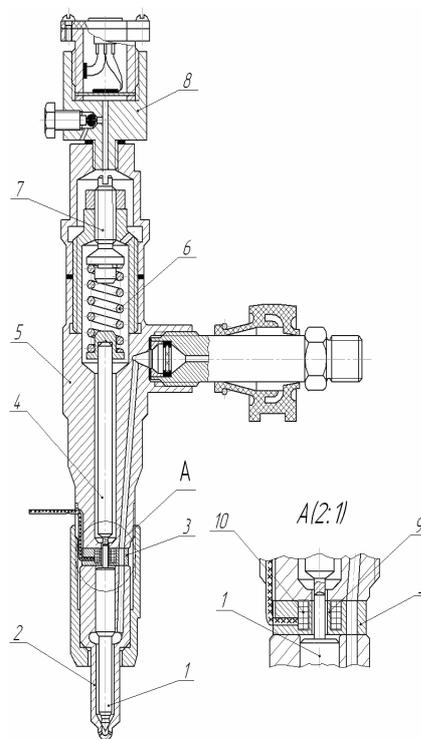


Рис. 1. Установка датчиков в форсунке для записи перемещения иглы и давления в дренажной магистрали:

- 1 — игла распылителя; 2 — корпус распылителя;
- 3 — датчик перемещения иглы; 4 — штанга;
- 5 — корпус форсунки; 6 — пружина;
- 7 — регулировочный винт; 8 — датчик давления;
- 9 — корпус датчика с проточкой для катушки 10

можного разрыва связей. По этой причине для диагностирования топливной аппаратуры дизеля в условиях эксплуатации по анализу движения иглы **предлагается съемный тензометрический датчик давления.**

Датчик давления 8 имеет мембрану диаметром 20 мм и толщиной 1 мм. Рабочий тензоэлемент (проволочный датчик) наклеен на мембрану, а компенсационный — на поверхности стакана. Для удаления воздуха из объема форсунки предусмотрен клапан.

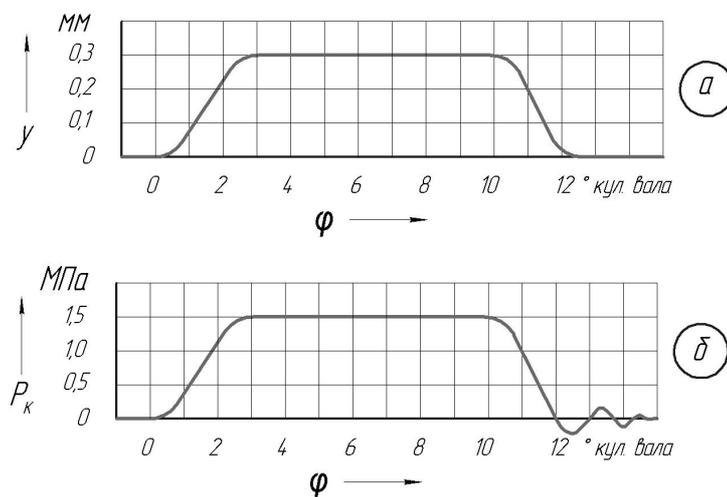


Рис. 2. Изменение перемещения иглы (а) и давления в объеме над иглой при ее движении (б)

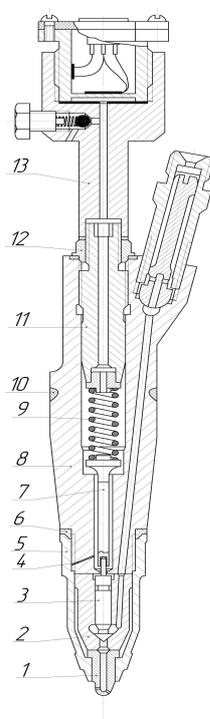


Рис. 3. Форсунка дизеля 8ЧН 26/26 с датчиком давления для записи хода иглы:

- 1 — сопловый наконечник распылителя;
- 2 — корпус распылителя; 3 — игла;
- 4 — канал для слива топлива при демонтаже;
- 5 — гайка стяжная; 6 и 10 — уплотнительные кольца;
- 7 — штанга; 8 — корпус форсунки; 9 — пружина;
- 11 — регулировочный винт; 12 — контргайка;
- 13 — датчик давления для записи движения иглы

На рис. 2 приведены графики перемещения иглы (а) и давления в объеме над иглой при ее движении (б), полученные экспериментальным путем. Вид графиков **одинаков**, что позволяет рекомендовать запись пути (хода) иглы датчиком давления.

При проведении сравнительного эксперимента использовалась топливная аппаратура дизеля Д-440 (4ЧН 13/14, Алтайдизель). Частота вращения вала насоса равнялась 875 мин^{-1} , а цикловая подача — 105 мм^3 .

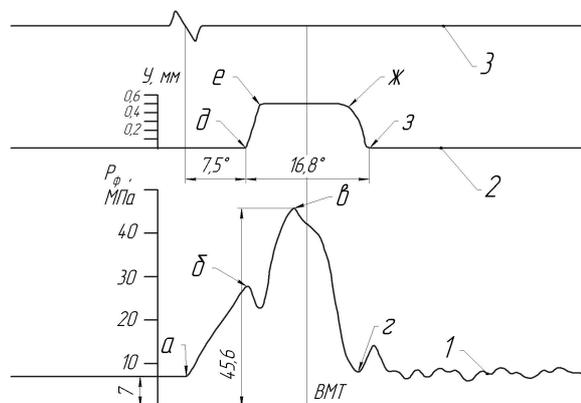


Рис. 4. Осциллограммы изменения давления у форсунки и перемещения иглы тепловозного дизеля 2Д100 при работе с частотой вращения коленчатого вала 850 мин^{-1} и цикловой подачей 400 мм^3 :
1 — давление на входе в форсунку;
2 — перемещение иглы форсунки;
3 — отметка геометрического начала подачи топлива

Форма корпуса датчика давления и его размеры зависят от конструкции форсунки. На рис. 3 показан общий вид форсунки тепловозного дизеля 8ЧН 26/26 (Д49) с установкой в ее полости тензOMETрического датчика давления для определения хода иглы.

Датчик 13 при помощи резьбы соединяется с регулировочным винтом 11, имеет мембрану, выполненную совместно со стаканом. Конструкция датчика позволяет измерять давление топлива в полости форсунки и ход иглы для систем с высоким остаточным давлением, имеет предохранительный клапан.

На рис. 4 приведены осциллограммы давления на входе в форсунку и перемещения иглы тепловозного двухтактного дизеля 2Д100 [2], работающего на номинальном режиме при частоте вращения вала 850 мин^{-1} (мощность 1470 кВт). На осциллограммах дополнительно указаны характерные точки, по расположению которых определяется состояние ТА.

Основные характеристики ТА приведены ниже. Геометрический угол опережения подачи топлива до ВМТ поршня в градусах поворота коленчатого

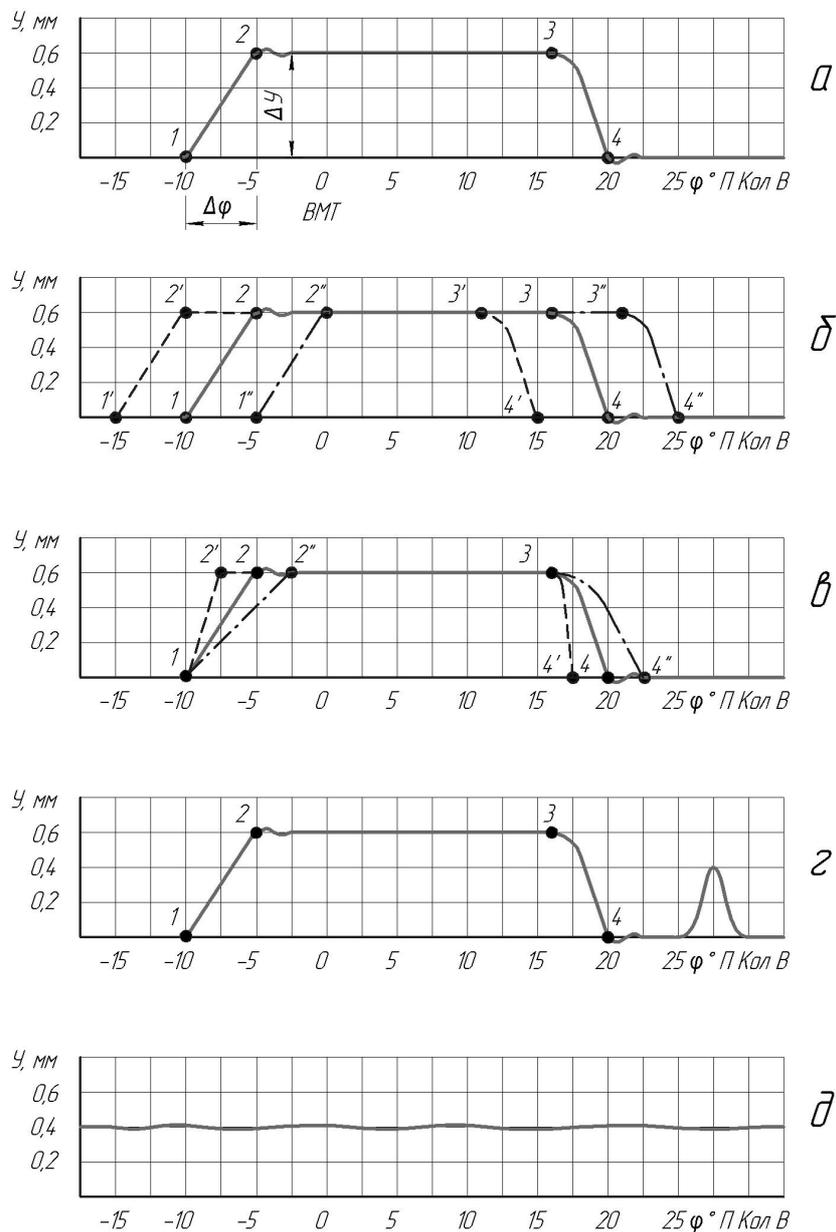


Рис. 5. Основные неисправности форсунки, определяемые по анализу движения иглы:

- а — эталонная осциллограмма движения иглы; точка 1 — начало подъема, 2 — достижение упора, 3 — начало посадки иглы, 4 — посадка на седло, 1-4 продолжительность впрыска;
 б — ранний (-15°) и поздний (-5°) впрыск топлива;
 в — активный подъем иглы (1-2'), вялый подъем иглы (1-2''), активная посадка иглы на седло (3-4'), вялая посадка иглы на седло (3-4'');
 г — дополнительный впрыск топлива; д — зависание иглы при ходе 0,4 мм

вала равен $16 \pm 1^\circ$. Диаметр и ход плунжера 13 и 15,8 мм, давление начала впрыскивания топлива форсункой — 21 МПа, диаметр сопловых отверстий 0,56 мм, число сопловых отверстий 3, эффективное проходное сечение распылителя $0,5 \text{ мм}^2$. Подача топлива из одной форсунки за впрыск составляет 0,34 г. Всего у дизеля 2Д100 цилиндров 10, а форсунок 20. На каждом цилиндре ставятся две форсунки, расположенные друг против друга. Диаметр направляющей части иглы форсунки 7 мм, внешний диаметр посадочного конуса 4 мм, подъем иглы нового распылителя 0,5 мм. Длина трубки высокого давления равна 250 мм.

По приведенным осциллограммам и указанным характерным точкам можно оценить настройку ТА и качество ее работы. По положению точки (а) опре-

деляют остаточное давление (7 МПа) и начало резкого повышения давления. По точке (б) оценивают момент и давление начала открытия иглы (26 МПа). На осциллограмме хода иглы это точка (д), по ней определяют угол начала впрыска относительно отметки геометрического начала подачи ($7,5^\circ$). Впрыск топлива в цилиндр двигателя начинается за $8,5^\circ$ до ВМТ поршня. Угол наклона линии давления на участке (а — б) позволяет оценить скорость нарастания давления, которая зависит в основном от износа плунжерной пары и направляющей распылителя. В точке (в) с учетом масштаба давления определяют максимальную величину импульса (45,6 МПа). В точке (г) оценивают величину давления топлива, при котором осуществляется посадка иглы на седло.

Момент посадки иглы точнее определяется по точке (з). Продолжительность впрыска ($16,8^\circ$ поворота кулачкового вала) определяется по расстоянию от точки (д) до точки (з). В точке (е) игла достигает упора, что позволяет определить максимальный ее ход (0,5 мм). На участках (д – е) и (ж – з) определяется скорость подъема и посадки иглы.

Таким образом, по расположению характерных точек на диаграммах давления топлива и движения иглы можно определить состояние насоса, форсунки и возможные их неисправности.

В работе [3] дано распределение неисправностей ТА тепловозного дизеля Д-49:

1. Неверный ($3-5^\circ$) угол опережения подачи топлива — 40 %.
2. Неточность цикловой подачи — 37 %.
3. Зависание иглы распылителя форсунки — 5 %.
4. Ухудшение качества распыливания — 15 %.
5. Неисправность форсунок (поломка пружины, потеря герметичности стыка между корпусом форсунки и распылителем) — 3 %.

Некоторые неисправностей ТА определялись при помощи съемного датчика [3], пьезопленка которого прижималась к цилиндрической поверхности трубопровода высокого давления. При деформации трубки фиксировался импульс давления, по анализу которого определялось состояние насоса высокого давления и форсунки.

В данной работе диагностирование ТА в условиях эксплуатации рекомендуется проводить по анализу движения иглы, записанного съемным датчиком давления.

На рис. 5 показаны характерные неисправности форсунки четырехтактного дизеля, определяемые по анализу движения иглы. Эталонная осциллограмма движения иглы распылителя форсунки дизеля в зависимости от угла поворота коленчатого вала (П Кол В) приведена на рис. 5а. Подача топлива начинается в точке 1 за 10° до ВМТ поршня. По анализу положения данной точки определяют правильность установки угла опережения впрыска.

Увеличение хода иглы (например, 0,8 мм вместо 0,6 мм) уменьшает участок 2 – 3, что способствует запаздыванию посадки иглы. Последнее ухудшает распыливание топлива в конечной фазе впрыска, повышает расход топлива, способствует прорыву газов в полость распылителя. При значительном увеличении хода характеристика впрыска искажается насосным действием иглы и способствует закоксовыванию сопловых отверстий [4].

На рис. 5б показаны осциллограммы с ранним (прямая 1' – 2') и поздним (прямая 1'' – 2'') впрыском топлива. Поздний впрыск возможен при износе плунжерной пары и увеличении зазора между иглой и корпусом распылителя. Ранний или поздний впрыск имеет место при ошибке оператора во время установки угла опережения впрыска, приводит к увеличению расхода топлива, токсичности отработавших газов, снижению мощности дизеля.

В процессе повышения давления насосом игла перемещается с определенной скоростью и достигает упора в точке 2. Зная пройденный путь (в нашем примере $\Delta u = 0,6$ мм) и время подъема $\Delta t = \Delta \varphi / 6n$ определяют среднюю скорость иглы (n — частота вращения вала насоса, 850 мин^{-1}). Для нашего примера при $\Delta \varphi = 5^\circ$ величина $v_{\text{ср}} = 0,6 \text{ м/с}$. По изменению скорости на участках подъема и посадки иглы определяется ускорение (вторая производная пути по времени). Зная массу подвижных частей, рассматривают силу удара и контактные напряжения. При подъеме

иглы учитывается только масса иглы, а при посадке — масса иглы, штанги и $1/3$ массы пружины.

Если скорость меньше 0,6 м/с (рис. 5в, прямая 1 – 2'), то причиной данной неисправности (вялое начало впрыска) может быть износ плунжерной пары насоса, увеличение зазора между иглой и корпусом распылителя, потеря плотности в сопряжении корпус форсунки и корпус распылителя, деформация корпуса распылителя от механических (нарушение условий монтажа при сборке форсунки) и термических напряжений.

Увеличение скорости подъема иглы (рис. 5в, прямая 1 – 2') происходит реже. Это возможно в результате увеличения цикловой подачи, повышения вязкости топлива, закоксовывания сопловых отверстий распылителя форсунки.

В точке 3 начинается, а в точке 4 завершается посадка иглы на седло. Скорость посадки иглы замедляется (рис. 5в, прямая 3 – 4'') по причине снижения давления открытия иглы или уменьшения проходных сечений распылителей (образование кокса в сопловых отверстиях). Продолжительность впрыскивания (прямая 1 – 4') возрастает, что обычно приводит к повышению расхода топлива. Скорость посадки иглы увеличивается (прямая 3 – 4') в результате увеличения давления открытия иглы или увеличения проходных сечений сопловых отверстий в результате их износа. При этом увеличиваются контактные напряжения в запорном конусе, его износ и снижение герметичности.

На рис. 5г показано изменение движения иглы с фиксацией дополнительного впрыска топлива. Дополнительный впрыск возникает при значениях амплитуды отраженной волны больше давления начала подъема иглы. Причиной может быть зависание нагнетательного клапана насоса (нет разгрузки линии высокого давления), уменьшение проходных сечений сопловых отверстий. Дополнительные впрыски топлива приводят к увеличению расхода топлива, дымности отработавших газов, закоксовыванию сопловых отверстий.

На рис. 5д показана осциллограмма при зависании иглы форсунки. Зависание (потеря подвижности) может быть на различных участках подъема (посадки) иглы. Зависание может произойти от малой величины диаметра зазора в направляющей распылителя (менее 2 мкм), наличия в зазоре твердых частиц, механических и термических напряжений. При зависании иглы форсунка работает как открытая, с проникновением цилиндрических газов в полость распылителя и образованием кокса в сопловых отверстиях. Распыливание топлива ухудшается, увеличивается угол опережения впрыска топлива, процесс сгорания протекает с образованием дыма, расход топлива увеличивается.

Для тепловозных и судовых двигателей мощностью более 500 кВт при выборе эффективного проходного сечения распылителя (μF) в зависимости от цикловой подачи (q_c) и продолжительности впрыска (φ_b) рекомендуется номограмма, приведенная на рис. 6. Номограмма построена для частоты вращения вала двигателя 750 мин^{-1} , максимального давления топлива перед сопловыми отверстиями 70 МПа.

Из анализа рис. 6 видно, что при уменьшении μF увеличивается продолжительность впрыскивания φ_b , что является важным при диагностировании распылителей форсунок. Обычно уменьшение μF в эксплуатации происходит в результате образования кокса в сопловых отверстиях. Например, в начале эксплуатации двигателя при цикловой подаче

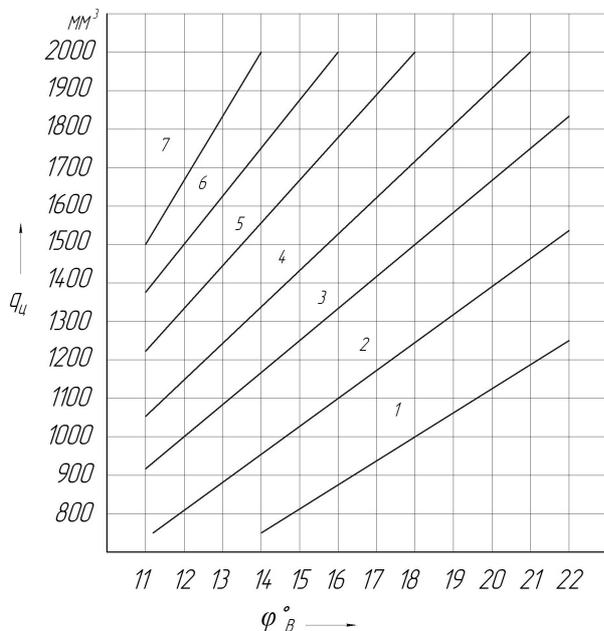


Рис. 6. Номограмма изменения μF в зависимости от q_c и φ_B :

1 — $\mu F = 0,4 \text{ мм}^2$; 2 — $\mu F = 0,5 \text{ мм}^2$;
 3 — $\mu F = 0,6 \text{ мм}^2$; 4 — $\mu F = 0,7 \text{ мм}^2$;
 5 — $\mu F = 0,8 \text{ мм}^2$; 6 — $\mu F = 0,9 \text{ мм}^2$;
 7 — $\mu F = 1,0 \text{ мм}^2$

$q_c = 1100 \text{ мм}^3$ (0,93 грамма) продолжительность впрыска (по углу поворота кулачкового вала насоса) $\varphi_B = 16^\circ$, а через 1000 часов эксплуатации результаты диагностирования показали, что она увеличилась до 20° . По номограмме (рис. 6) определяем, что в результате образования кокса эффективное проходное сечение распылителя уменьшилось с $0,5$ до $0,4 \text{ мм}^2$.

Выводы:

— предложена методика диагностирования форсунок дизеля в условиях эксплуатации, позволяющая

определять неисправности в работе топливной аппаратуры по анализу движения иглы, зафиксированного датчиком давления;

— методика позволяет определять по расположению характерных точек на осциллограмме движения иглы изменение угла опережения подачи топлива, продолжительность впрыска, увеличение хода иглы, изменение скорости подъема, посадки и потерю подвижности иглы, дополнительные впрыски топлива;

— разработана номограмма изменения эффективного проходного сечения распылителей в зависимости от продолжительности впрыска, позволяющая определять величину закоксовывания сопловых отверстий.

Библиографический список

1. Живоченко, А. В. Датчик для записи подъема иглы форсунок дизеля / А. В. Живоченко, Л. Ю. Михайлова // Вестник Павлодарского университета. Научный журнал. — Павлодар, 2001. — № 4. — С. 110-112.
2. Испытания тепловозных и судовых дизелей типа Д100 / А. Э. Симсон [и др.]. — М. : Машгиз, 1960. — 264 с.
3. Коньков, А. Ю. Средства и метод диагностирования дизелей по диаграмме рабочего процесса : моногр. / А. Ю. Коньков, В. А. Лашко. — Хабаровск : ДВГУПС, 2007. — 147 с.
4. Трусов, В. И. Форсунок автотракторных дизелей / В. И. Трусов, В. П. Дмитриенко, Г. Д. Масляный. — М. : Машиностроение, 1977. — 167 с.

МИХАЙЛОВА Лариса Юрьевна, аспирантка кафедры «Локомотивы». Адрес для переписки: makushev321@mail.ru

Статья поступила в редакцию 13.01.2012 г.

© Л. Ю. Михайлова

Книжная полка

Мухин, В. Ф. Электронные устройства блоков управления в тиристорных источниках питания для дуговой сварки : учеб. пособие для вузов по направлению подгот. 150700 «Машиностроение» / В. Ф. Мухин, Е. Н. Ерёмин ; ОмГТУ. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2012. — 90 с. — ISBN 978-5-8149-1229-9.

Приведены сведения из промышленной электроники о принципах построения схем электронных устройств, наиболее часто применяемых для управления тиристорами. Рассмотрены схемные особенности и работа этих устройств в блоках управления источниками питания и сварочного оборудования для дуговой сварки.

Еланский, Г. Н. Сталь и Периодическая система элементов Д. И. Менделеева : учеб. пособие для вузов по направлению «Металлургия» / Г. Н. Еланский ; Моск. гос. веч. металлург. ин-т. — М. : Изд-во МГВМИ, 2012. — 195 с. — ISBN 978-5-94475-059-4.

В представленном пособии рассмотрена связь стали как сплава на основе железа с различными элементами Периодической системы Д. И. Менделеева. Большинство элементов Периодической системы в той или иной мере участвуют в процессах производства железа, чугуна и стали. Задача пособия — проследить движение элементов от недр Земли или из атмосферы до готового продукта. Из рассмотрения исключены радиоактивные элементы (упомянуты только те, которые используются в системах контроля и регулирования металлургических процессов).

МЕХАНИЧЕСКИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ, СОСТОЯЩИЕ ТОЛЬКО ИЗ ОДНОРОДНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, И ВОЗНИКНОВЕНИЕ В НИХ СВОБОДНЫХ ГАРМОНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ

Рассматриваются механические колебательные системы, состоящие только из инертных (mm -, mmm -системы) или только упругих (kk -, kkk -системы) элементов. Показана возможность возникновения в таких системах свободных гармонических колебаний. В mm -, mmm -системах происходит взаимный обмен кинетической энергией между инертными элементами. В kk -, kkk -системах происходит обмен потенциальной энергией между упругими элементами.

Ключевые слова: колебательные, инертные, упругие, гармонические, частота.

Свободные гармонические колебания основаны на обмене энергией между элементами колебательной системы.

В механическом линейном гармоническом осцилляторе происходит обмен энергией между разнородными элементами — грузом массой m (инертным элементом) и пружиной с коэффициентом упругости k (упругим элементом). При этом кинетическая энергия груза преобразуется в потенциальную энергию пружины и наоборот.

Ниже рассматриваются колебательные системы, состоящие только из инертных (mm -, mmm -системы) или только упругих (kk -, kkk -системы) элементов и возникновение в этих системах свободных гармонических колебаний. Механизм обмена энергией между однородными элементами в таких колебательных системах позволит, в частности, расширить возможности нейтрализации реакции этих элементов на внешние периодические воздействия.

Синтез mm -системы. Синтез системы осуществляется на основе двух исходных условий.

Первое исходное условие. Система содержит два инертных элемента — два груза с массами m_1 и m_2 . Каждый из элементов совершает гармонические колебания

$$x_1 = A_1 \sin(\zeta + \zeta_1), \quad x_2 = A_2 \sin(\zeta + \zeta_2),$$

где x_1 , x_2 — текущие координаты грузов, A_1 , A_2 — амплитуды колебаний, ζ — фаза, ζ_1 , ζ_2 — начальные фазы.

Второе исходное условие. Энергия системы при колебаниях не меняется

$$W_1 + W_2 = \text{const.}$$

Одновременный учет обоих исходных условий дает представление о характере связи между инертными элементами. Действительно,

$$\frac{m_1}{2} \left(\frac{dx_1}{dt} \right)^2 + \frac{m_2}{2} \left(\frac{dx_2}{dt} \right)^2 = \text{const.},$$

$$m_1 A_1^2 \cos^2(\zeta + \zeta_1) + m_2 A_2^2 \cos^2(\zeta + \zeta_2) = \text{const.}_2.$$

Последнее справедливо при условиях:

$$m_1/m_2 = A_2^2/A_1^2, \quad \zeta_1 - \zeta_2 = \pm\pi/2.$$

Полученные соотношения позволяют определить связующее звено между инертными элементами. Таким звеном является устройство, состоящее из двух кривошипно-кулисных механизмов, установленных на одном валу. При этом $\alpha + \beta = \pi/2$, где α — угол между кривошипами, а β — угол между кулисами. В частном случае, когда $\alpha = 0$ система может быть выполнена с одним общим для обеих кулис кривошипом, при этом $\beta = \pi/2$ (рис. 1). В случае равенства длин кривошипов ($R_1 = R_2$) массы грузов также равны между собой ($m_1 = m_2$).

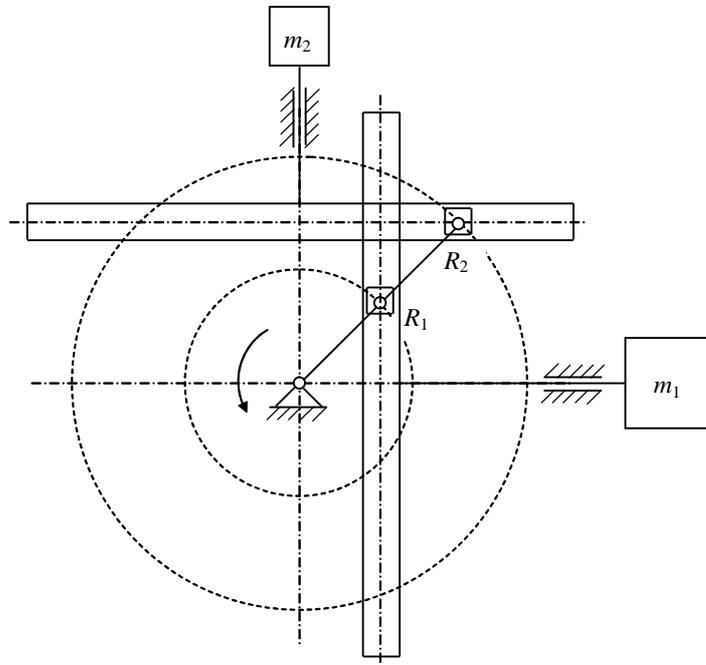
Анализ mm -системы. Вращающий момент равен нулю. Массы кулис и кривошипов, а также потери на трение не учитываются. Координаты грузов, соответственно,

$$\begin{aligned} x_1 &= R_1 \cos\varphi + A, \\ x_2 &= R_2 \sin\varphi + B. \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь A и B — константы, определяемые конструктивными размерами механизма. Запись второго закона Ньютона для грузов и моменты соответствующих сил, приложенные к кривошипу,

$$F_1 = m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2},$$

$$F_2 = m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2},$$

Рис. 1. *mm*-система

$$M_1 = m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} R_1 \sin \varphi,$$

$$M_2 = m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} R_2 \cos \varphi.$$

Запись аналога третьего закона Ньютона для моментов применительно к кривошипу с учётом (1)

$$- R_1^2 m_1 \cos \varphi \sin \varphi \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 - R_1^2 m_1 \sin^2 \varphi \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + R_2^2 m_2 \sin \varphi \cos \varphi \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 - R_2^2 m_2 \cos^2 \varphi \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = 0. \quad (2)$$

При выполнении условия $m_1/m_2 = R_2^2/R_1^2$ (2) принимает вид:

$$d^2 \varphi / dt^2 = 0. \quad (3)$$

Решение этого уравнения:

$$d\varphi / dt = C_1, \quad \varphi = C_1 t + C_2. \quad (4)$$

Пусть начальные условия

$$\varphi(0) = \varphi_0, \quad \frac{d\varphi}{dt}(0) = \omega_0. \quad (5)$$

Тогда

$$C_2 = \varphi_0, \quad C_1 = \omega_0. \quad (6)$$

При этом (1) принимает вид:

$$x_1 = R_1 \cos(\omega_0 t + \varphi_0) + A,$$

$$x_2 = R_2 \sin(\omega_0 t + \varphi_0) + B.$$

Таким образом, грузы с массами m_1 и m_2 совершают свободные гармонические колебания (внешний вращающий момент к системе не приложен).

В рассмотренной колебательной системе происходит взаимный обмен кинетической энергией между инертными элементами. При $\varphi = 0$ кинетическая

энергия первого груза равна нулю, а второго — максимальна. После этого первый груз начинает ускоряться за счет энергии второго груза, который приобретает отрицательное ускорение.

Упругая *kk*-система. Система отличается от *mm*-системы тем, что вместо массивных грузов к кулисам прикреплены пружины с коэффициентами упругости k_1 и k_2 . При $\varphi = 0$ первая пружина максимально сжата, вторая — не деформирована. При $\varphi = \pi/2$ первая пружина не деформирована, вторая — максимально сжата. При $\varphi = \pi$ первая пружина максимально растянута, вторая — не деформирована. Запись закона Гука для пружин и, соответственно, моменты сил, приложенные к кривошипу,

$$F_1 = -k_1 \Delta x_1,$$

$$F_2 = -k_2 \Delta x_2,$$

$$M_1 = -k_1 \Delta x_1 R_1 \sin \varphi,$$

$$M_2 = -k_2 \Delta x_2 R_2 \cos \varphi. \quad (7)$$

Здесь $\Delta x_1 = x_1 - A = R_1 \cos \varphi$, $\Delta x_2 = x_2 - B = R_2 \sin \varphi$. С учётом этого запись аналога третьего закона Ньютона для моментов применительно к кривошипу

$$-k_1 R_1^2 \cos \varphi \sin \varphi + k_2 R_2^2 \sin \varphi \cos \varphi = 0. \quad (8)$$

При выполнении условия $k_1/k_2 = R_2^2/R_1^2$ (8) превращается в тождество. Другими словами, суммарный момент равен нулю при любой скорости вращения кривошипа. При начальных условиях (5) и в соответствии с аналогом первого закона Ньютона для вращательного движения

$$\frac{d\varphi}{dt}(0) = \omega_0, \quad \varphi_0 = \int \omega_0 dt = \omega_0 t + C = \omega_0 t + \varphi_0. \quad (9)$$

При этом (1) принимает вид

$$x_1 = R_1 \cos(\omega_0 t + \varphi_0) + A,$$

$$x_2 = R_2 \sin(\omega_0 t + \varphi_0) + B.$$

Таким образом, пружины с коэффициентами упругости k_1 и k_2 совершают свободные гармонические колебания. При этом если $R_1 = R_2$, то $k_1 = k_2$.

В рассмотренной колебательной системе происходит взаимный обмен потенциальной энергией между упругими элементами. При $\varphi = 0$ потенциальная энергия первой пружины максимальна, а второй — равна нулю. После этого вторая пружина начинает сжиматься за счет энергии первой пружины, которая начинает разжиматься.

Инертная *mmm*-система. Упрощенная схема системы содержит три одинаковых груза массой m ($R_1 = R_2 = R_3 = R$), три кулисы, ориентированные под углами $2\pi/3$ относительно друг друга, и один кривошип. Координаты грузов

$$\begin{aligned} x_1 &= R \cos \varphi + A, \\ x_2 &= R \cos(\varphi - 2\pi/3) + A, \\ x_3 &= R \cos(\varphi - 4\pi/3) + A. \end{aligned} \quad (10)$$

Моменты сил, приложенных к кривошипу,

$$\begin{aligned} M_1 &= m \frac{d^2 x_1}{dt^2} R \sin \varphi, \\ M_2 &= m \frac{d^2 x_2}{dt^2} R \sin(\varphi - 2\pi/3), \\ M_3 &= m \frac{d^2 x_3}{dt^2} R \sin(\varphi - 4\pi/3). \end{aligned}$$

Запись аналога третьего закона Ньютона для моментов применительно к кривошипу

$$\begin{aligned} &- mR^2 \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \cos \varphi \sin \varphi - mR^2 \sin^2 \varphi \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - \\ &- mR^2 \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \cos(\varphi - 2\pi/3) \sin(\varphi - 2\pi/3) - \\ &- mR^2 \sin^2(\varphi - 2\pi/3) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - \\ &- mR^2 \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \cos(\varphi - 4\pi/3) \sin(\varphi - 4\pi/3) - \\ &- mR^2 \sin^2(\varphi - 4\pi/3) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = 0 \end{aligned}$$

Уравнение сводится к (3). С учётом (4) и (6)

$$\begin{aligned} x_1 &= R \cos(\omega_0 t + \varphi_0) + A, \\ x_2 &= R \cos(\omega_0 t + \varphi_0 - 2\pi/3) + A, \\ x_3 &= R \cos(\omega_0 t + \varphi_0 - 4\pi/3) + A. \end{aligned} \quad (11)$$

Таким образом, все три груза совершают свободные гармонические колебания, обмениваясь между собой кинетической энергией.

Нетрудно показать, что суммарная кинетическая энергия системы при колебаниях не изменяется.

Аналогичным образом может быть построена колебательная система с любым количеством инертных тел.

Упругая *kkk*-система. Система включает в себя три одинаковые пружины и такой же, как в *mmm*-системе, кривошипно-кулисный механизм. По аналогии с (8) с учётом (7) и (10) механическое состояние системы имеет вид:

$$\begin{aligned} &- kR^2 \cos \varphi \sin \varphi - kR^2 \cos(\varphi - 2\pi/3) \sin(\varphi - 2\pi/3) - \\ &- kR^2 \cos(\varphi - 4\pi/3) \sin(\varphi - 4\pi/3) = 0. \end{aligned}$$

Выражение сводится к тождеству. Сумма моментов, действующих на кривошип, равна нулю. В соответствии с аналогом первого закона Ньютона для вращательного движения, (5), (9) и (10) выполняются (11). Таким образом, все три пружины совершают свободные гармонические колебания, обмениваясь между собой потенциальной энергией.

Аналогичным образом может быть построена колебательная система с любым количеством упругих элементов.

Заключение. Установлена возможность возникновения свободных гармонических колебаний в системах, состоящих только из инертных (*mm*-, *mmm*-системах) или только упругих элементов (*kk*-, *kkk*-системах), которая реализуется при обеспечении сдвига по фазе между колебаниями элементов.

В отличие от традиционных [1–3] или смешанных [4–6] колебательных систем при энергообмене между однородными элементами представленными систем вид энергии не меняется. В *mm*- и *mmm*-системах происходит взаимный обмен кинетической энергией между инертными элементами. В *kk*- и *kkk*-системах — потенциальной энергией между упругими элементами. При этом суммарная энергия системы при колебаниях не изменяется.

Другим отличием является то, что частоты свободных колебаний систем с однородными элементами не зависят от параметров элементов и определяются исключительно начальными условиями. Другими словами, рассмотренные системы могут совершать свободные гармонические колебания с любой изначально заданной частотой.

Колебательные свойства *mm*- и *mmm*-систем могут учитываться при проектировании двигателей внутреннего сгорания, поршневых пневмосистем и прочих преобразователей возвратно-поступательного движения во вращательное в плане взаимной компенсации реактивного характера масс движущихся частей — поршней, штоков и пр.

Принцип обмена энергией между элементами в *kk*- и *kkk*-системах может использоваться для самонейтрализации квазиупругих воздействий в пневмосистемах.

Библиографический список

1. Tongue, Benson. Principles of Vibration. Oxford University Press. 2001. 367 p.
2. Inman, Daniel J. Engineering Vibration. Prentice Hall. 2001. 418 p.
3. Thompson, W.T. Theory of Vibrations. Nelson Thornes Ltd. 1996. 295 p.
4. Попов, И. П. Свободные гармонические колебания в упруго-емкостной системе / И. П. Попов // Вестн. Курганского государственного университета. Сер. Естественные науки. — 2011. — Вып. 4. — № 2(21). — С. 87–89.
5. Попов, И. П. Установление частной функциональной зависимости между емкостью и массой / И. П. Попов // Вестн. Курганского государственного университета. Сер. Естественные науки. — 2011. — Вып. 4. — № 2 (21). — С. 85–87.
6. Попов, И. П. Реактивные элементы электрических цепей с «неэлектрическими» параметрами / И. П. Попов // Вестн. Самарского государственного технического университета. Сер. Технические науки. — 2010. — № 4(27). — С. 166–173.

ПОПОВ Игорь Павлович, старший преподаватель кафедры «Технология машиностроения, металлообрабатывающие станки и инструменты».

Адрес для переписки: popov_ip@kurganobl.ru

Статья поступила в редакцию 01.03.2012 г.

© И. П. Попов

МЕТОД КОМБИНИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ МОЩНОСТИ МЕЖДУ ВЕДУЩИМИ КОЛЕСАМИ АВТОМОБИЛЬНОГО БАЗОВОГО ШАССИ С ПРОГНОЗИРОВАНИЕМ ВОЗМУЩЕНИЙ

Приведены результаты исследования противобуксовочных систем автомобильных базовых шасси. Проанализирована роль блокировки дифференциалов при передаче крутящего момента.

Ключевые слова: мощность, дифференциал, автомобильное базовое шасси, противобуксовочная система.

Важным условием качественной и эффективной работы системы управления распределением мощности является соответствие алгоритма функционирования системы, реализованного в блоке управления, особенностям конструкции автомобильного базового шасси (АБШ). В табл. 1. приведены основные параметры и их сочетание, используемые при формировании командных сигналов в логическом блоке автоматического управления блокировкой дифференциалов (АБД) и контроля тягового усилия — противобуксовочной системы (ПБС) различными разработчиками [1 – 3].

Анализ данных, приведенных в табл. 1, свидетельствует о том, что все известные алгоритмы управления построены по принципу отклонения регулируемой величины, т.е. вступают в работу, когда нежелательное событие (например, буксование ведущего колеса) уже произошло. Только после этого идет управляющее воздействие, причем чаще всего методом приближения (т.е. постепенно увеличиваясь), а за это время колесо уже проходит определенное расстояние, дорожные условия под ним меняются и, следовательно, теряется эффективность управляющего воздействия.

Для повышения эффективности алгоритмов управления необходимо, чтобы нежелательное событие не происходило вовсе, а для этого необходимо знать состояние опорной поверхности перед колесами. Одним из достаточно эффективных способов получения информации о состоянии опорной поверхности является установка необходимых датчиков на переднюю ось АБШ. При этом, по данным, полученным от датчиков, можно своевременно корректировать силовые и кинематические факторы, под-

водимые к последующим осям АБШ (особенно эффективно такое решение является для многоосных автомобилей, в которых и применяют, в основном, индивидуальный привод колес). В свою очередь, корректировку силовых и кинематических факторов, подводимых к передней оси, можно вносить на основе статистических данных о свойствах опорных поверхностей [2].

Для повышения эффективности управления распределением мощности представляется целесообразным использование комбинированного управления по возмущению и отклонению с прогнозом возмущений. Функциональная схема системы распределения мощности, построенной на основе принципа комбинированного управления по отклонению, показана на рис. 1.

Алгоритм управления (рис. 2) формируется в зависимости от возмущающего воздействия на колесную машину. Формирование управляющего воздействия осуществляется таким образом, чтобы компенсировать действие возмущения $z(t)$ на машину, при этом управляющее воздействие корректируется в зависимости от отклонения управляемой величины x и относительно заданного ее значения x .

Управляющее воздействие $u(t)$ определяется заданной программой $x(t)$ и изменением $z(t)$. Отличительной особенностью предлагаемого принципа управления является прогнозирование основных возмущений, что позволяет реализовать программный алгоритм управления. Компенсационное устройство (КУ) формирует дополнительное воздействие на устройство управления, в результате управляющее воздействие $u(t)$ позволяет компенсировать влияние $z(t)$ на изменение управляемой величины u .

Основные параметры, используемые при формировании командных сигналов в логическом блоке АБД и ПБС

Параметры состояния функциональных систем автомобиля, используемые для формирования управляющих команд	Обозначение параметра
По неизменной пороговой величине углового ускорения колёс	ω_K
По пороговой величине углового ускорения с коррекцией: по продольной скорости по продольному замедлению	$\omega_K (v)$ $\omega_K (j_x)$
По величине рассогласования угловых скоростей ведущего и условного колеса	$\Delta\omega = \omega_y - \omega_T$
По величине рассогласования угловых скоростей двух ведущих колёс: расположенных по диагонали передних и задних правых и левых одной оси	$\Delta\omega = \omega_j^A + \omega_{j+1}^P$ $\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2$ $\Delta\omega = \omega_j^A + \omega_j^P$
По соотношению угловых скоростей ведущего и условного колёс	ω_T / ω_x
По относительному проскальзыванию ведущего колеса	S_x
По соотношению угловых ускорений ведущего и условного колеса	ω_T / ω_y
По отношению угловой скорости к угловому ускорению ведущего колеса	ω_T / ω_i
По буксованию колеса	$v_T = 0$
По пороговому значению второй производной от угловой скорости колеса	$[\omega_T]$
По отношению сумм угловых скоростей колёс, расположенных по диагонали	$\omega^A + \omega^P$
По соотношению угловой скорости колёс и линейной скорости автомобиля	ω_T / V
По соотношению угловых ускорений правого и левого колёс оси	ω^P / ω^A
По соотношению первых и вторых производных от угловой скорости колеса	ω_T / ω_y
По соотношению углового ускорения колеса и ведущего момента	ω_T / M_T
По соотношению углового ускорения колёс и продольного ускорения автомобиля	ω_T / j_x
По пороговой величине продольного ускорения автомобиля	$[j_x]$

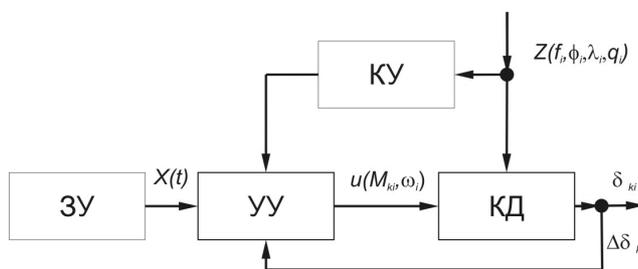


Рис. 1. Функциональная схема системы управления, реализующей принцип комбинированного управления с прогнозом возмущений

Для измерения отклонения Δ в схему введена дополнительная связь, направление сигнала в которой противоположно направлению сигнала управляющего воздействия u на объект управления. При возникновении отклонения Δ управляющее воздействие u корректируется в зависимости от его величины. В этом случае $u = f(x - y)$.

Прогнозирование основных возмущений можно обеспечить путем получения необходимых данных от передних колес АБШ, на основе которых определяется тип опорной поверхности, а затем с использованием базы данных осуществляется прогноз параметров опорной поверхности (основных возмущений) при проходе последующих колес. При этом можно своевременно корректировать силовые и ки-

нематические факторы, подводимые к задним колесам АБШ. В свою очередь, корректировку силовых и кинематических факторов, подводимых к передней колесам, можно вносить на основе статистических данных о свойствах опорных поверхностей.

Основными параметрами, характеризующими внешние возмущения, являются: коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью; коэффициент сопротивления качению колеса; сила внешних сопротивлений движению АБШ; продольный и поперечный уклон опорной поверхности, высота (глубина) дорожных неровностей. Для их определения в качестве информационных переменных целесообразно использовать частоту вращения колес; скорость движения АБШ; значения крутящего

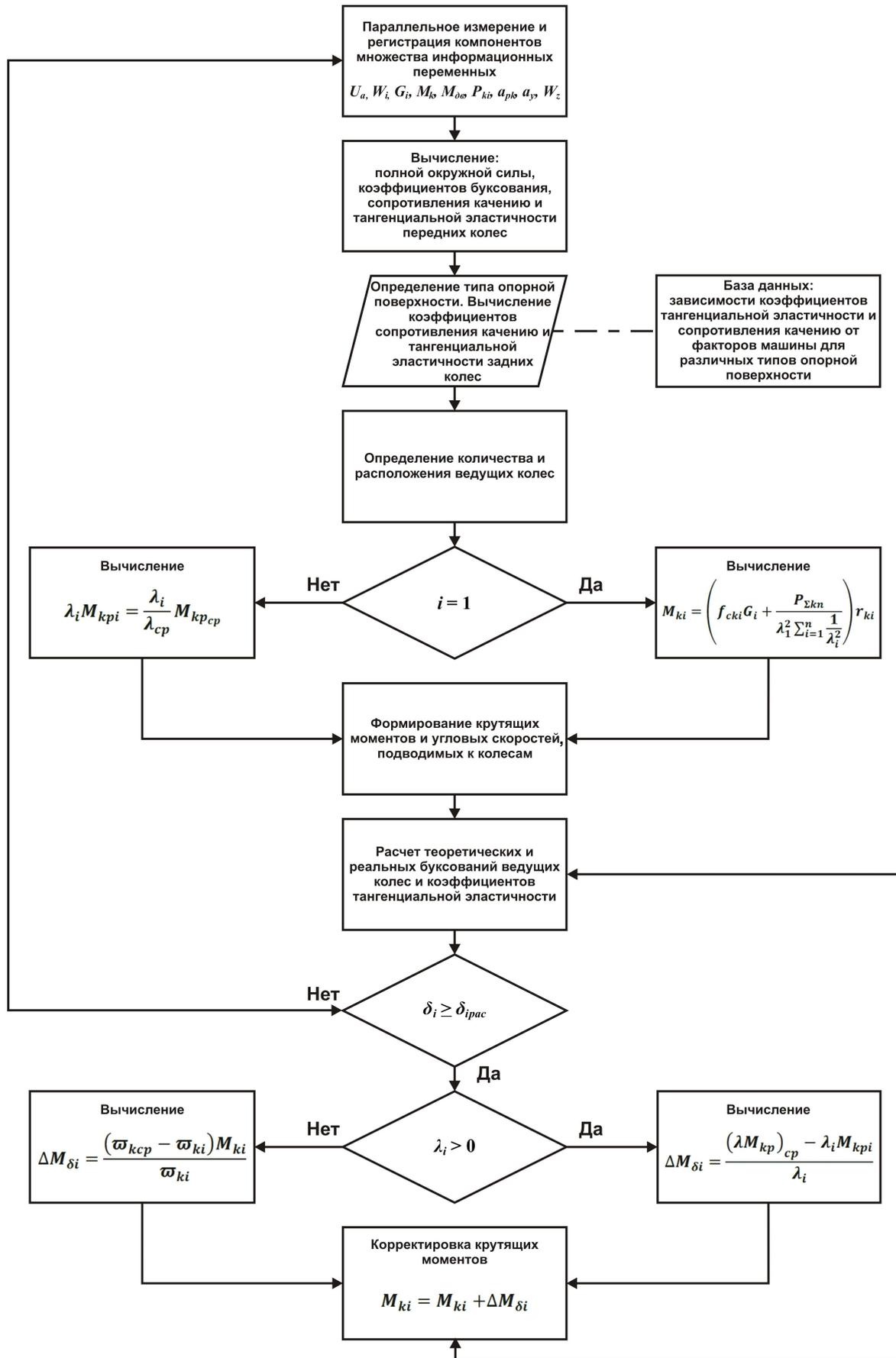


Рис. 2. Алгоритм комбинированного управления

момента, подводимого к передним колесам и развиваемую ими силу тяги; вес, приходящийся на передние колеса; величину крутящего момента двигателя. Дополнительными информационными переменными являются: угол поворота рулевого колеса; боковое ускорение АБШ и угловая скорость поворота.

На основе информационных переменных и базы данных система управления определяет тип опорной поверхности и через интервал времени, равный отношению расстояния между колесами передней и последующих осей к скорости движения, обеспечивает на колесах силовые факторы (крутящие моменты), определяемые исходя из следующего правила [4]:

крутящий момент, подводимый к колесу, должен быть равен сумме момента сопротивления качению колеса и части крутящего момента для преодоления внешних сил сопротивления, пропорциональной сцепным возможностям колеса, а буксования всех ведущих колес должны быть минимальны и пропорциональны между собой:

$$M_{ki} = (f_{cvi} G_i + k_{ni} P_{\Sigma_{вн}}) r_{ki}, \quad (1)$$

где f_{cvi} — момент сопротивления качению колес АБШ в свободном режиме;

G_i — вес, приходящийся на колесо;

k_n — поправочный коэффициент, учитывающий условия взаимодействия колесного движителя с опорной поверхностью;

$P_{\Sigma_{вн}}$ — суммарная сила внешних сопротивлений движению колесной АБШ;

r_{ki} — динамический радиус колеса.

Величина поправочного коэффициента k_{ni} находится из условия пропорциональности буксований δ ведущих колес относительно опорной поверхности:

$$k_{pi} = \frac{M_{fci} + \frac{1}{k^{i-1} \cdot \lambda_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{k^{j-1} \cdot \lambda_j}} r_n P_{ka}}{M_{gv}}, \quad (2)$$

где λ_i — коэффициент тангенциальной эластичности системы шина — опорная поверхность:

$$\lambda_i = \frac{r_{ki-1} - r_{ki}}{M_{ki} - M_{ki-1}}, \quad (3)$$

где M_{ki} (M_{ki-1}) — текущее и предыдущее значения крутящего момента, подведенного к колесу;

r_{ki} (r_{ki-1}) — текущее и предыдущее значения радиуса качения колеса:

$$r_{ki(ki-1)} = \frac{v_{Mi(Mi-1)}}{\omega_{ki(ki-1)}}, \quad (4)$$

где v_{mi} (v_{mi-1}) — текущее и предыдущее значения скорости движения машины.

Коэффициент сопротивления качению передних колес в свободном режиме равен отношению разности полной окружной силы ($P_{ко}$), подведенной к колесу, и силы тяги колеса (P_k) к весу (G_i), приходящему на него:

$$f_{cvi} = \frac{P_{ко} - P_k}{G_i}. \quad (5)$$

Полная окружная сила, в свою очередь, может быть определена из следующего выражения:

$$P_{ко} = \frac{M_{ki}}{r_{gi}}. \quad (6)$$

Коэффициенты тангенциальной эластичности и сопротивления качению определяются для колес переднего моста путем измерения необходимых величин, а для колес последующих осей — с использованием статистических и экспериментальных данных об изменении этих параметров в зависимости от типа опорной поверхности (который определяется по данным о движении колес переднего моста) и нагрузок, приходящихся на них.

Внешнее сопротивление движению автомобиля определяется как отношение разности крутящего момента, подведенного от двигателя к ведущим колесам, и суммы моментов сопротивления качению всех колес к обобщенному радиусу качения АБШ:

$$P_{\Sigma_{вн}} = \frac{M_{кдв} - \sum_{i=1}^n f_{cvi} G_i r_{gi}}{r_{cp}}. \quad (7)$$

Кинематические параметры (угловые скорости) колес АБШ необходимо определять, исходя из кривизны траектории движения АБШ и высоты (глубины) преодолеваемых неровностей:

$$\omega_i = \frac{v_m}{r_{ki}} K_{\theta_i} K_{hi}. \quad (8)$$

где v_m — угловая скорость, подводимая от двигателя к колесам;

K_{hi} — поправочный коэффициент, учитывающий высоту (глубину) преодолеваемого колесом препятствия;

K_{θ_i} — поправочный коэффициент, учитывающий кривизну траектории движения АБШ.

Высоту (глубину) дорожных неровностей можно определить по перемещению колеса в вертикальной плоскости.

Кривизна траектории может быть найдена с использованием датчика угла поворота рулевого колеса [4].

Реализация принципа комбинированного управления с прогнозированием возмущений позволит значительно повысить эффективность движения АБШ в постоянно изменяющихся условиях движения за счет непрерывного регулирования мощности, подводимой к колесному движителю в зависимости от условий его качения.

Вышеизложенный принцип может быть реализован на АБШ с индивидуальным приводом ведущих колес или оснащенных системами управления распределением мощности (автоматически блокируемыми дифференциалами, противобуксовочными системами).

Библиографический список

1. Келлер, А. В. Методологические принципы оптимизации распределения мощности между движителями колесных машин / А. В. Келлер // Вестник ЮУрГУ. — Челябинск : Изд. ЮУрГУ, 2006. — № 11(№ 66). — С. 96–101.
2. Кычев, В. Н. Эффективность использования полноприводных автопоездов в сложных дорожных условиях / В. Н. Кычев, А. В. Келлер, Р. Ф. Кунакильдин // Грузовик &. — 2005. — № 3. — С. 24–28.
3. Марченко, С. Н. Математическая модель для исследования устойчивости двухосного автомобиля с индивидуальным приводом при разгоне на прямолинейном участке / С. Н. Мар-

ченко, А. В. Келлер, Г. Д. Драгунов // Вестник ЮУрГУ. — Челябинск : Изд. ЮУрГУ, 2006. — № 11(№ 66). — С. 102–107.

4. Микрогазотурбинные двигатели-генераторы как основа комбинированных энергетических установок автотранспортных средств / Б. Л. Арав [и др.] // Автомобильная промышленность. — 2011. — № 7. — С. 9–13.

УШНУРЦЕВ Станислав Владимирович, лейтенант, офицер отдела организации научной работы Омского танкового инженерного института.

КЕЛЛЕР Андрей Владимирович, полковник, доктор технических наук, доцент, начальник кафедры тан-

ковых войск факультета военного обучения Южно-Уральского государственного университета.

УСИКОВ Виталий Юрьевич, майор, преподаватель кафедры эксплуатации бронетанковой и автомобильной техники Омского танкового инженерного института.

Адрес для переписки: e-mail: stanislavushnurcev@mail.ru

Статья поступила в редакцию 30.05.2012 г.

© С. В. Ушнурцев, А. В. Келлер, В. Ю. Усиков

УДК 621.01:062–182:531.1

А. Х. ШАМУТДИНОВ
А. Г. КОЛЬЦОВ

Омский государственный
технический университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО ПАРАМЕТРА ЖЕСТКОСТИ СТРУКТУР МНОГОПОВОДКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИКИ

Предложены параметры для оценки жесткостных характеристик механизмов параллельной кинематики. Введен коэффициент симметричности, который прямо пропорционален жесткости.

Ключевые слова: многоповодковый механизм, элементарная структура, механизм параллельной структуры, коэффициент симметричности, коэффициент универсальности, вариативная доля, платформа Стюарта, жесткость механизма.

Как было сказано в [1], степень совершенства структур параллельной кинематики будем оценивать параметром S_i , который условно назовем — **коэффициент симметричности i -ой группы**:

$$S_i = \frac{(K_{n,i})_2}{(K_{n,i})_1}, \quad (1)$$

где $(K_{n,i})_1$ и $(K_{n,i})_2$ — это количество структур механизмов i -ой группы, соответственно в табл. 1 и 2 [1]. Для наглядности выпишем значения S_i в табл. 1:

По возрастанию коэффициента симметричности табл. 1 [1] перепишем в табл. 1.

Введем обозначение:

$$s_{n,i}^m = \frac{(V_{n,i}^m)_2}{(V_{n,i}^m)_1}, \quad (2)$$

где $s_{n,i}^m$ — представляет собой **коэффициент универсальности i -ой группы с m приводами**; $(V_{n,i}^m)_1$, $(V_{n,i}^m)_2$ — количество вариантов механизмов i -ой группы, в зависимости от числа приводов m и числа поводков l , взятых соответственно из табл. 1 и табл. 2 [1].

Имея данные табл. 1 и 2 из [1], вычислим коэффициенты $s_{n,i}^m$ для всех групп и сведем их в табл. 3.

Так как, по выражению (3) из [1], $(V_{n,i}^m)_2 = C_n^m$, то

$s_{n,i}^m = \frac{C_n^m}{(V_{n,i}^m)_1}$. Обозначим $(V_{n,i}^m)_1 = V_{n,i}^m$, тогда получим:

$$(V_{n,i}^m)_2 = C_n^m = s_i^m \cdot V_{n,i}^m. \text{ Так как } (K_{n,i})_2 = \sum_{m=0}^n (V_{n,i}^m)_2 = \sum_{m=0}^n C_n^m, \text{ то } (K_{n,i})_2 = \sum_{m=0}^n s_{n,i}^m \cdot V_{n,i}^m. \text{ Тогда из определения}$$

коэффициента симметричности $S_i = \frac{(K_{n,i})_2}{(K_{n,i})_1}$ и, учи-

тывая, что определению $(K_{n,i})_1 = \sum_{m=0}^n V_{n,i}^m$, получим:

$$S_i = \frac{\sum_{m=0}^n s_{n,i}^m \cdot V_{n,i}^m}{\sum_{m=0}^n V_{n,i}^m}. \quad (3)$$

Преобразуем выражение (2):

$$S_i = \frac{\sum_{m=0}^n s_{n,i}^m \cdot V_{n,i}^m}{\sum_{m=0}^n V_{n,i}^m} = \frac{(s_{n,i}^0 \cdot V_{n,i}^0 + s_{n,i}^1 \cdot V_{n,i}^1 + \mathbf{K} + s_{n,i}^m \cdot V_{n,i}^m)}{(V_{n,i}^0 + V_{n,i}^1 + \mathbf{K} + V_{n,i}^m)} = s_{n,i}^0 \cdot \frac{V_{n,i}^0}{(V_{n,i}^0 + V_{n,i}^1 + \mathbf{K} + V_{n,i}^m)} + s_{n,i}^1 \cdot \frac{V_{n,i}^1}{(V_{n,i}^0 + V_{n,i}^1 + \mathbf{K} + V_{n,i}^m)} + \mathbf{K}$$

Таблица 1

C																				
e_i	e_1	e_2	e_3	e_4	e_5	e_6	e_7	e_8	e_9	e_{10}	e_{11}	e_{12}	e_{13}	e_{14}	e_{15}	e_{16}	e_{17}	e_{18}	e_{19}	e_{20}
S_i	1	4/3	2	1	16/7	1,6	4/3	1,6	1,6	1,6	1	1	4	3,2	16/9	1	1	1	1	1

Таблица 2

C																				
e_i	e_1	e_4	e_{11}	e_{12}	e_{16}	e_{17}	e_{18}	e_{19}	e_{20}	e_2	e_7	e_6	e_8	e_9	e_{10}	e_{15}	e_3	e_5	e_{14}	e_{13}
S_i	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,33	1,33	1,6	1,6	1,6	1,6	1,78	2	2,29	3,2	4

Таблица 3

C																					
e_i	e_1	e_2	e_3	e_4	e_5	e_6	e_7	e_8	e_9	e_{10}	e_{11}	e_{12}	e_{13}	e_{14}	e_{15}	e_{16}	e_{17}	e_{18}	e_{19}	e_{20}	
$S_{n,i}^m$																					
$S_{n,i}^0$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
$S_{n,i}^1$	1	2	3	1	4	2	4/3	5/3	5/3	5/3	1	1	6	3	2	1	1	1	1	1	1
$S_{n,i}^2$		1	3	1	2	1,5	1,5	5/3	5/3	5/3	1	1	3,75	3,75	5/3	1	1	1	1	1	1
$S_{n,i}^3$			1	1	4	2	4/3	5/3	5/3	5/3	1	1	5	10/3	2	1	1	1	1	1	1
$S_{n,i}^4$					1	1	1	5/3	5/3	5/3	1	1	3,75	3,75	5/3	1	1	1	1	1	1
$S_{n,i}^5$								1	1	1	1	1	6	3	2	1	1	1	1	1	1
$S_{n,i}^6$													1	1	1	1	1	1	1	1	1

$$\dots + S_{n,i}^m \cdot \frac{V_{n,i}^m}{(V_{n,i}^0 + V_{n,i}^1 + \mathbf{K} + V_{n,i}^m)} \quad \sum_{m=0}^n P_{n,i}^m = 1. \quad (5)$$

Введем обозначение **вариативной доли i -ой группы с m приводами**:

$$P_{n,i}^m = \frac{V_{n,i}^m}{(V_{n,i}^0 + V_{n,i}^1 + \mathbf{K} + V_{n,i}^m)} = \frac{V_{n,i}^m}{\sum_{m=0}^n V_{n,i}^m}. \text{ Тогда получим:}$$

$$S_i = \sum_{m=0}^n P_{n,i}^m \cdot S_{n,i}^m. \quad (4)$$

Таким образом, коэффициент симметричности группы будет определяться как сумма произведений коэффициента симметричности i -ой группы с m приводами $S_{n,i}^m$ на вариативную долю $P_{n,i}^m$ этой группы.

Чтобы было легче вычислять коэффициенты симметричности группы, рассчитаем вариативные доли для каждой элементарной группы и сведем их в табл. 4.

Не трудно видеть, что вариативные коэффициенты связаны соотношением:

Например, подсчитать $S_7 = ?$

Решение.

По табл. 4 находим: $P_{4,7}^0 = 1/12, P_{4,7}^1 = 1/4, P_{4,7}^2 = 1/3,$
 $P_{4,7}^3 = 1/4, P_{4,7}^4 = 1/12.$

По табл. 3 находим: $s_{4,7}^0 = 1, s_{4,7}^1 = 4/3, s_{4,7}^2 = 1,5,$

$s_{4,7}^3 = 4/3, s_{4,7}^4 = 1.$ Тогда по формуле (3): $S_7 = \frac{1}{12} \cdot 1 +$
 $+ \frac{1}{4} \cdot \frac{4}{3} + \frac{1}{3} \cdot \frac{3}{2} + \frac{1}{4} \cdot \frac{4}{3} + \frac{1}{12} \cdot 1 = \frac{16}{12} = \frac{4}{3} = 1,33.$

Сравнивая по табл. 3 и табл. 4 из [1], а также данные табл. 1 и табл. 2 видим, что результаты верны.

Таким образом, имея данные табл. 3 и табл. 4, по формуле (3) можно вычислить коэффициенты симметричности всех элементарных групп, а следовательно, и всех механизмов параллельной структуры, которые можно «синтезировать» из этих групп.

C																				
e_i	e_1	e_2	e_3	e_4	e_5	e_6	e_7	e_8	e_9	e_{10}	e_{11}	e_{12}	e_{13}	e_{14}	e_{15}	e_{16}	e_{17}	e_{18}	e_{19}	e_{20}
$p_{n,i}^m$																				
$p_{n,i}^0$	1/2	1/3	1/4	1/8	1/7	1/10	1/12	1/20	1/20	1/20	1/32	1/32	1/16	1/20	1/36	1/64	1/64	1/64	1/64	1/64
$p_{n,i}^1$	1/2	1/3	1/4	3/8	1/7	1/5	1/4	3/20	3/20	3/20	5/32	5/32	1/16	1/10	1/12	3/32	3/32	3/32	3/32	3/32
$p_{n,i}^2$		1/3	1/4	3/8	3/7	2/5	1/3	3/10	3/10	3/10	5/16	5/16	1/4	1/5	1/4	15/64	15/64	15/64	15/64	15/64
$p_{n,i}^3$			1/4	1/8	1/7	1/5	1/4	3/10	3/10	3/10	5/16	5/16	1/4	3/10	5/18	15/64	15/64	15/64	15/64	15/64
$p_{n,i}^4$					1/7	1/10	1/12	3/20	3/20	3/20	5/32	5/32	1/4	1/5	1/4	15/64	15/64	15/64	15/64	15/64
$p_{n,i}^5$								1/20	1/20	1/20	1/32	1/32	1/16	1/10	1/12	3/32	3/32	3/32	3/32	3/32
$p_{n,i}^6$													1/16	1/20	1/36	1/64	1/64	1/64	1/64	1/64

Из табл. 2 видно, что коэффициент симметричности равен единице, т.е. $S_i=1$, только у таких элементарных групп, у которых нет симметрии относительно вертикальной плоскости. При этом в плоскости симметрии должны располагаться не более двух поводков (не более четырех кинематических пар).

Выводы

1. Жесткость механизма — прямо пропорциональна коэффициенту симметричности [1].
2. Группы: $e_1, e_4, e_{11}, e_{12}, e_{16} - e_{20}$ обладают самой низкой жесткостью и использование их в качестве механизмов или модулей для сборки механизмов, где требуется высокая жесткость, — нерационально.
3. Для дальнейшего исследования и расчета коэффициентов симметричности предложены табл. 3 и табл. 4 всех основных 20 элементарных групп многоповодковых механизмов параллельной кинематики.

Библиографический список

1. Шамутдинов, А. Х. Исследование классификации многоповодковых механизмов параллельной кинематики / А. Х. Шамутдинов // Омский научный вестник. — 2011. — № 2(100). — С. 85–90.

ШАМУТДИНОВ Айдар Харисович, старший преподаватель кафедры «Гидромеханика и транспортные машины».

Адрес для переписки: 1972id@list.ru

КОЛЬЦОВ Александр Германович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты».

Адрес для переписки: kolzov75@mail.ru

Статья поступила в редакцию 12.12.2011 г.

© А. Х. Шамутдинов, А. Г. Кольцов