МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.839-86

П. Д. БАЛАКИН

Омский государственный технический университет

ОСНОВА СХЕМНЫХ РЕШЕНИЙ МЕХАНИЧЕСКИХ АВТОВАРИАТОРОВ

Показано, что на основе передачи зацеплением невозможно создать схемное решение механического автовариатора, технические решения передач этого типа следует синтезировать исключительно на базе передач трением.

Ключевые слова: механический автовариатор, передачи зацеплением и трением.

Как известно, механические передачи связывают энергетическую установку (двигатель) с исполнительным органом машины, трансформируя силовой поток между ними нужным образом. Все механические передачи можно разделить на два семейства передачи зацеплением и передачи трением. Оба семейства широко реализованы в технических решениях, имеют известные наборы достоинств и недостатков, поэтому конструктор, усиливая достоинства и ослабляя недостатки избранного семейства, имеет возможность избрать рациональное схемное решение механической передачи для машины, создаваемой под конкретное техническое задание на проектирование.

Механические автовариаторы являются относительно новыми элементами механических трансмиссий транспортных и технологических машин, основное их назначение — автоматическое регулирование компонентов трансформируемой мощности. Известные серийные устройства, как правило, сложны по схемным решениям, содержат автономный источник энергии, гидравлические исполнительные органы, электронные обратные связи и др. Взаимодействие на едином объекте разнородных сред порождает сложности по обеспечению надежности как отдельных систем, так и функционирования автовариатора в целом, поэтому этот тип механических передач не находит широкого применения в промышленных изделиях, выпускаемых предприятиями Российской Федерации.

В наших работах [1, 2], а также в оригинальных схемных решениях [3–10], выполненных на уровне изобретений, показано, что наделение любого механизма преобразования движения свойством адаптации к режиму эксплуатации возможно осуществить, используя исключительно законы механики, достаточно разрешить звеньям механизма совершать дополнительное к основному движение звеньев, но это движение должно быть строго детерминированным, зависеть от уровня передаваемого силового потока и быть реализованным встроенной в механизм специальной внутренней механической цепью управления.





Рис. 1. Схема пространственного зацепления общего вида: $O_1 - O_1 unup O_2 - O_2 unup unup unup unup O_2 - O_2 unup unup$

 h_1 и h_2 — кратчайшие расстояния от точек пересечения Π_1 и Π_2 общей нормали n-n; ω_1 и ω_2 — угловые скорости вращения звеньев 1 и 2, $V_{\text{окр}_1}$ и $V_{\text{окр}_21}$ — окружные скорости точки K контакта Q_1 и Q_2 , т.е. $V_{\text{окр}_1} = \omega_1 r_1$ и $V_{\text{окр}_{21}} = \omega_2 r_2$; V^n — проекция окружных скоростей точки K на общую нормаль n-n; β_1 и β_2 — углы между векторами окружных скоростей к общей нормали n-n

Это дополнительное движение звеньев предназначено для изменения кинематических размеров звеньев автовариатора, следовательно, кинематических характеристик механизма таким образом, чтобы гармонизировать компоненты трансформируемого силового потока. Например, важное прикладное значение имеет задача сохранения стационарного режима работы двигателя в условиях переменного внешнего нагружения. В этом случае передаточная функция скорости автовариатора переменна и изменяется в соответствии с вариационным принципом механики:

$$U = \frac{M_c}{M_q},$$
 (1)

где M_c — момент сил внешнего нагружения, величина переменная;

 M_a — момент движущих сил, M_a = const.

[°] По условиям задачи $M_g \omega_q = const$, где $\omega_q - y$ гловая скорость вала двигателя, в этих условиях $\omega_c - c$ корость выходного звена автовариатора должна изменяться по гиперболическому закону в функции M_c

$$\omega_c = \frac{M_g \omega_q}{M_c} \,. \tag{2}$$

Зависимости (1) и (2) являются основными для синтеза элементов встроенной цепи управления кинематическими характеристиками автовариатора.

В связи с тем, что в передачах зацеплением реализуется более выгодная схема силовых преобразований, многократно предпринимались попытки построить автовариатор на базе передач зацеплением. Если обратиться к схеме представленного зацепления общего вида (рис. 1), то, на первый взгляд, принципиальных затруднений нет, поскольку изменение угла δ перекрещивания осей основных звеньев трехзвенной передачи приводит к изменению передаточной функции скорости.

Следуя [11] и принимая обозначения по рис. 1,

можно записать $\delta_1 + \delta_2 = 180 - \delta$ и $\frac{\omega_1}{\sin \delta_2} = \frac{\omega_2}{\sin \delta_1}$

откуда

$$U_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2}.$$
 (3)

Более наглядно изменение передаточной функции скорости передачи зацеплением при изменении угла δ видно из зависимости, предложенной в [12]:

$$U_{1,2} = \frac{h_2}{h_1}$$
 (4)

Зависимость (4) получена из равенства проекций окружных скоростей $V_{\text{окр}_1}$ и $V_{\text{окр}_2}$ точки K на общую нормаль n-n к активным поверхностям Q_1 и Q_2 , образованных двухпараметрическим огибанием эвольвентной винтовой производящей поверхностью или ее частными разновидностями — круговым конусом или плоскостью [13, 14]. Очевидно, что при изменении угла δ перекрещивания осей основных звеньев расстояния h_1 и h_2 станут переменными.

Однако, предлагаемый прием управления передаточной функцией справедлив только для зацепления пары активных поверхностей Q_1 и Q_2 , а поскольку для непрерывной работы передачи необходимо обеспечить пересопряжение зацепления, что связано с сохранением нормальных шагов активных поверхностей Q_1 и Q_2 и, следовательно, модуля зацепления

$$m=rac{P}{\pi}$$
, где P — окружной шаг зацепления, то удов-

летворительного схемного решения вариатора на базе передачи зацеплением создать невозможно и для

любой передачи зацеплением сохраняется зависимость среднего значения передаточной функции скорости

$$U_{1,2} = (-1)^n \frac{Z_2}{Z_1},$$
 (5)

где *п* — количество внешних зацеплений,

 $z_{\scriptscriptstyle 1}$ и $z_{\scriptscriptstyle 2}$ — количество зубьев у основных звеньев.

Таким образом, технические решения механических автовариаторов могут быть созданы только на базе передач трением — фрикционных передач, встроенные цепи управления, которые способны изменить передаточную функцию автовариатора, адекватно изменению внешней нагрузки, включая изменение уровня нормальных сил, тем самым обеспечивается автоизменение сил трения в силовых связях, что позволяет оптимизировать механический КПД многорежимной автоматизированной передачи.

Зубчатые зацепления и их аналоги могут быть реализованы только в импульсных вариаторах в сочетании с обгонными и храповыми устройствами, передающими силовой поток с разрывами, дискретно.

Библиографический список

1. Балакин, П. Д. Механические передачи с адаптивными свойствами : науч. издание / П. Д. Балакин. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 1996. — 144 с.

2. Балакин, П. Д. Механические автовариаторы : учеб. пособие / П. Д. Балакин. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 1998. — 146 с.

 Пат. 2101574 Российская Федерация, МКU⁶ F 16 H 15/50.
 Автоматический фрикциональный вариатор / Балакин П. Д., Биенко В. В. // Открытие. Изобретение. – 1998. – № 1.

4. Пат. 2023917 Российская Федерация. МКU⁵ F 16 H 15/00. Автоматический фрикциональный вариатор / Балакин П. Д., Троян О. М. // Открытие. Изобретение. — 1994. — № 22.

Бат. 2120070 Российская Федерация. МКU⁶ F 16 H 15/10.
 Автоматический фрикциональный вариатор / Балакин П. Д.,

Биенко В. В. ; заявитель и патентообладатель ОмГТУ. — Заявл. 1998, Бюл. № 28.

6. Пат. 2122670 Российская Федерация. МКU⁶ F 16 H 9/18. Автоматический клиноременный вариатор / Балакин П. Д., Биенко В. В. ; заявитель и патентообладатель ОмГТУ. — Заявл. 1998, Бюл. № 33.

7. Пат. 2127841 Российская Федерация. МКU⁶ F 16 H 9/00. Шкив. / Балакин П. Д., Биенко В. В. ; заявитель и патентообладатель ОмГТУ. — Заявл. 1999, Бюл. № 8.

8. Свидетельство на полезную модель № 27335 от 28.06.2002. Кл⁷ F 16 H 15/50. Автоматический фрикциональный вариатор / Балакин П. Д., Филиппов Ю. О., Михайлик О. С. – Заявл. 2003, Бюл. № 2.

9. Пат. 2224936 Российская Федерация. МКU⁷ F 16 H 55/52. Шкив. / Балакин П. Д., Биенко В. В., Жуков А. В.; заявитель и патентообладатель ОмГТУ. — Заявл. 2004, Бюл. № 6.

10. Пат. 2242652 Российская Федерация. МКU⁷ F 16 H 15/86. Автоматический клиноременный вариатор / Балакин П. Д. заявитель и патентообладатель ОмГТУ. — Заявл. 2004, Бюл. № 35.

11. Литвин, Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф. Л. Литвин. — М : Наука, 1968. — 584 с.

 Коростелёв, Л. В. Образование зубчатых передач с переменным расположением осей колес / Л. В. Коростелёв // Машиноведение. – 1972. – № 4. – С. 46–49.

13. А. с. 357049 СССР, МКU В 23 F 5/20. Способ обработки методом обкатки эвольвентным первичным инструментом косозубых колес / Л. В. Коростелев, П. Д. Балакин // Открытия. Изобретение. — 1972. № 33.

14. Балакин, П. Д. Адаптивные зубчатые зацепления / П. Д. Балакин, И. Л. Рязанцева. — Омск. : Изд-во ОмГТУ, 1997. — 146 с.

БАЛАКИН Павел Дмитриевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор, заведующий кафедрой теории механизмов и машин, член-корреспондент Академии наук высшей школы.

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 24.02.2012 г. © П. Д. Балакин

Книжная полка

Землянушнова, Н. Ю. Восстановление винтовых цилиндрических пружин сжатия / Н. Ю. Землянушнова, Ю. М. Тебенко, Н. А. Землянушнов. – Ставрополь : Агрус, 2012. – 86 с. – ISBN 978-5-9596-0809-5.

Монография посвящена проблеме восстановления винтовых цилиндрических пружин сжатия. Проанализированы известные и разработаны новые способы и устройства для восстановления пружин из проволоки холоднодеформированной, предварительно термически обработанной, обычно патентированной. Авторами разработана и испытана технология для восстановления пружин со значительной потерей рабочей нагрузки.

Юркевич, В. В. Надежность и диагностика технологических систем : учеб. для вузов по специальности «Металлорежущие станки и комплексы» направления подгот. «Конструкторскотехнологическое обеспечение машиностроительных производств» / В. В. Юркевич, А. Г. Схиртладзе. – М. : Академия, 2011. – 295 с. – ISBN 978-5-7695-5990-7.

Изложены основы надежности металлообрабатывающих станков. Приведены расчеты надежности при проектировании технологических систем, оценка надежности эксплуатируемого оборудования и конкретные примеры повышения надежности. Рассмотрены принципы создания диагностических систем в автоматизированном производстве. Описаны методика измерения траекторий формообразующих узлов, применяемые при этом датчики, методология измерения и обработки экспериментальных данных с помощью компьютера. Представлена технология построения виртуальной копии детали на основе измерения траектории формообразования.

П. Д. БАЛАКИН Э. А. КУЗНЕЦОВ Д. А. СКРИПНИЧЕНКО Н. Е. РАХИМЖАНОВ

Омский государственный технический университет

Филиал ВУНЦ Сухопутных войск, г. Омск

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ МНОГОЦЕЛЕВЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Математическое моделирование динамики движения многоцелевых гусеничных машин (МГМ) актуально, позволяет определить как мобильность МГМ, так и пути совершенствования подвески МГМ. Выделены доминирующие координаты движения МГМ, составлены и проанализированы математические модели движения по ним и в совокупности с работами, выполненными и опубликованными ранее и отмеченными в списке литературных источников, этот комплекс составляет определенное обобщение в исследовании обозначенной проблемы.

Ключевые слова: математическая модель, подвеска транспортной машины, предельная скорость движения, профиль дорожного полотна, кинетическая энергия, резонанс.

Многоцелевые гусеничные машины (МГМ), создаваемые на базе шасси среднего танка, помимо основного варианта конструкции составляют семейство машин различного назначения: минный трал, бульдозер, траншейный роторный комплекс, мостоукладчик, эвакуатор, тягач, кран, топливозаправщик, транспортный модуль и др., повышение мобильности которых является актуальной задачей.

В последнее время, помимо машин заводского исполнения, создаются инициативные конструкции из списанной военной техники при сохранении конструкции силовой установки, трансмиссии и шасси. Такие машины успешно эксплуатируются в условиях бездорожья в качестве трубоукладчиков, анкеров временных мостовых переходов в период разлива малых рек, перевозки грузов и персонала при обслуживании и ремонте трубопроводных систем и др.

Шасси МГМ представляет собой сложную систему с параллельно расположенными элементами, связанными гусеничным обводом, поэтому математические модели динамики движения машины в целом и ее отдельных элементов, как правило, не учитывают весь комплекс реальных свойств объекта, следовательно, при составлении моделей предстоит обосновать его идеализацию — набор допущений, которые, не искажая основных связей между параметрами объекта, сохраняют его свойства, но упрощают модель, при этом достигается как математическая разрешимость модели, так и практическая значимость результатов, их инженерная или эксплуатационная реализация.

Конструкция подвески базового изделия [1] включает 12 опорных катков по 6 с каждого борта с автономными балансирными рычагами (балансирами) и торсионами, исполненными в форме валов с защемлением на концах — одним на оси балансира, вторым в гнезде на противоположном борту, все торсионы исполнены круглым сечением с линейной силовой характеристикой при деформации кручения. Две пары передних катков и задняя пара снабжены гидравлическими амортизаторами телескопического типа, предназначенными, главным образом, для диссипации энергии собственных колебаний подрессоренной массы машины. Амортизаторы, в первом приближении, можно считать обладающими постоянным коэффициентом диссипации, одинаковым при прямом и обратном ходах, причем принимается, что при движении машины не происходит отрывов катка от беговой дорожки гусеницы.

Помимо обозначенных выше, используем иные допущения, которые при моделировании движения объекта можно отнести к общепринятым:

 связи элементов подвески между собой и с грунтом голономны и стационарны;

— упругие элементы подвески работают как поочередно, так и синхронно, т.е. подвеска может представляться цельной конструкцией;

 — корпус машины и все звенья кинематических цепей подвески считаются жесткими, исполнены по номинальным размерам и собраны абсолютно точно, в подвижных связях зазоры отсутствуют.

Гусеница копирует дорожное полотно, ее продольная деформация, звенчатость, натяжение (в том числе переменное на разных участках), демпфирующие и связывающие свойства не учитываются.

Если положить массу машины с навесным оборудованием m = 46 000 кг, то ее вес G составит 460 000 H, а при статическом ходе катков $z_0 = 0,12$ м, линейная жесткость всей подвески в вертикальном направлении будет с^(в) = G/ z_0 = 3 833 333 H/м или 3 833 H/мм, откуда жесткость одного борта $c_1^{(в)} = 0,5c^{(в)} = 1$ 916,5 H/м.

Сформулируем задачу о движении машины по трем из шести координатам. Начало системы координат примем совпадающим с центром масс машины, ось «х» ориентируем по направлению движения, ось «у» перпендикулярна направлению движения, ось «z» — вертикальна плоскости ХОҮ.

Обоснуем исключение из модели движения трех составляющих движения машины по поверхности общего вида.

Так, надежное сцепление гусениц с грунтом исключает поперечное линейное движение как по равнинному дорожному полотну, так и на склонах, имеющих нормативный угол уклона (меньше угла трения), тем самым движение машины вдоль оси ОУ следует опустить.

Координата X и ее изменение многими исследователями принимается пассивной, т.е. скорость продольного движения машины считается постоянной,

поскольку удельная мощность МГМ
$$q = rac{N_{g_{BUF}}}{G}$$
 , где

*N*_{gвиг} − мощность двигателя, *G* − вес машины мала, значения «*q*» близки к 20 кВт на тонну веса машины, что объективно не позволяет производить быструю вариацию скорости движения МГМ. Кроме того, механическая характеристика двигателя внутреннего сгорания, используемого в МГМ, является пологой и значимое изменение крутящего момента на валу ведущего колеса МГМ достигается при существенном изменении скоростного режима работы двигателя в широком диапазоне, что реализуемо из-за инерционности машины на большом интервале времени.

Дифференциальное уравнение движения машины по оси «х» имеет вид:

$$m \mathscr{R} = F_6 \cos \gamma_6 - F_1 \cos \gamma_1 - \sum_{i=1}^n R_{i,x}, \qquad (1)$$

где m — масса машины; F_6 — усилие натяжения рабочей ветви гусеницы и γ_6 — угол наклона этой ветви к оси «х»; F_1 — усилие натяжения холостой ветви и γ_1 — угол наклона этой ветви к оси «х»; $R_{i,x}$ — сумма проекций реакций дорожного полотна на опорные катки. Если неровности локальны, то можно принять $R_{i,x} = 0$ и конструктивно угол $\gamma_6 \approx \gamma_1$ тогда даже при $F_1 = 0$, видно, что ускорение движения пропорционально изменению F_6 ; которое в ходе движения зависит от вариации моментом двигателя или изменением передаточной функции трансмиссии. В любом случае процесс изменения F_6 при малом q следует отнести к процессам, медленно изменяющимся во времени.

Динамическую модель движения машины можно составить и с использованием звена приведения, приняв в его качестве ведущее звено гусеничного движителя:

$$J_{\rm np} \mathbf{a} + b \mathbf{a} + c \phi = M g^{\rm np} - R(F_6 - F_1), \qquad (2)$$

где Mg^{np} — приведенный к ведущему колесу приведенный момент двигателя; $R(F_6 - F_1)$ — момент сопротивления движению, а R — радиус ведущего звена; F_6 — натяжение тянущей ветви гусеницы; F_1 — натяжение холостой ветви; J_{np} — приведенный к ведущему колесу момент инерции массы машины и ее составных агрегатов; b — приведенный к ведущему колесу коэффициент диссипации; c — приведенная к ведущему колесу жесткость кинематической цепи от двигателя до ведущего колеса.

Следует отметить, что все коэффициенты перед искомой функцией $\phi = \phi(t)$ и ее производными явля-

ются переменными, разнофакторными величинами, точное определение, которых невозможно, как и значения силовой функции в правой части уравнения (2), поэтому при моделировании движения значения этих переменных принимаются изменяемыми в определенном диапазоне или постоянными на избранных шагах интегрирования, а силовая функция, как правило, линеаризуется на этих интервалах ступенчатой, линейной или периодической зависимостью.

Правая часть дифференциального уравнения (2) представляет собой силовую функцию кинематического возбуждения системы или ее аналога, но функция возбуждения также не является определенной, зависит от профиля дорожного полотна, скорости движения машины и для качественной оценки характеристики движения может быть представлена периодической функцией с изменяемой частотой [2]. В целом, уравнение (2) может быть разрешено численно одним из приближенных методов, но скорость изменения **ж** = ωR определенно будет медленно изменяемым параметром движения.

Изменение направления курсового движения, несомненно интересное с позиций динамики движения машины и общей картины нагружения связей и величин нагрузок на звенья и элементы шасси, прямо не связано с геометрией дорожного полотна и, по сути, составляет отдельную многофакторную динамическую задачу, которую еще предстоит сформулировать и решить.

Таким образом, математическому моделированию подлежат наиболее значимые движения: вертикальное линейное по оси «z», продольно-угловое относительно оси «y» и поперечно-угловое относительно оси «x».

В качестве практически полезного результата исследования моделей движения МГМ будем считать теоретическое определение предельных режимов движения МГМ, лимитируемых, во-первых, возможностями подвески, когда динамический ход опорных катков выбран полностью и балансиры ударяются об ограничительные опоры, во-вторых — ограничениями значений ускорений (перегрузок), безопасных для персонала. Так, в [3] указано, что при частоте возмущения (0–2) Гц человек способен переносить перегрузки в (3–3,5)g, а при возникновении пробоев подвески (т.е. при жестких ударах балансиров в ограничительно превышают эти значения.

Через систему подрессоривания на корпус машины при движении по брусчатке, по мерзлой пахоте поперек борозд, по замерзшим кочкам передаются высокочастотные непрерывно действующие возмущения, вызывающие значительные ускорения тряски элементов подвески.

Высокочастотные возмущения, по данным КБТМ (г. Омск), способны вызвать резонансные колебания катка с балансиром со значительной амплитудой, приводящей к срубанию упоров балансиров.

Организм человека при частотах (2-2,5) Гц и выше испытывает неприятные ощущения даже при уровне ускорения до 0,5 g.

Составление уравнения (2) представляет собой набор известных трудностей, поскольку оно основано на реализации основных принципов аналитической механики в приложении к сложной механической системе.

Так, например, приведенный к ведущему колесу момент инерции масс машины и ее составных агрегатов определяется исходя из равенства кинетической энергии звена приведения *T_{пр}* сумме кинетических энергий корпуса и составных агрегатов маниины.

Кинетическая энергия корпуса может быть определена с учетом линейного движения корпуса по осям X и Z и углового движения относительно оси Y, т.е.

$$T_{\rm K} = \frac{1}{2} (m \mathscr{R}^2 + m \mathscr{R}^2 + J_{\rm y} \mathscr{R}^2).$$
 (3)

Дополнительно кинетическая энергия гусеницы может быть определена как

$$T_2 = 2m_2(\mathscr{S}^2 + h_0 \mathscr{S}^2), \tag{4}$$

где $h_{_0}$ — высота центра масс гусеничного обвода. Кинетическая энергия двигателя и трансмиссии

$$T_{_{
m AB}}=rac{1}{2}J_{_{
m TP}}{}m{\&}^{2}$$
, а энергия движения опорных катков

$$T_{\rm Kar} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2} J_i \omega_i^2 + \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2} m_i (\mathbf{G} \mathbf{x})^2 + \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2} m_i \mathbf{X}^2 ,$$
 (5)

где *х* — расстояние от центра масс машины до конкретного катка; *J_i* — момент инерции катка относительно оси его вращения со скоростью ω_i : **Ф** — угловая скорость продольно-углового движения машины; **Ж** — скорость движения машины.

Кинетическая энергия машины в целом определяется как

$$T_{np} = T_{\kappa} + T_{r} + T_{\kappa am}.$$
 (6)

При этом T_{κ} дополнительно включает в себя кинетическую энергия агрегатов машины, которую предстоит рассчитать.

Таким образом, приняв за обобщенную координату ϕ и используя (2), получим

$$J_{\rm np} = \frac{2T_{\rm np}}{\&} . \tag{7}$$

Ограничимся определением предельных режимов движения по вертикальной оси и двум угловым движениям машины — продольно-угловым и поперечноугловым движениям, составим динамические уравнения этих движений.

Продольно-угловые колебания машины являются наиболее значимыми и изучены достаточно полно.

Динамическая модель такого углового движения машины, т.е. повороты ее корпуса вокруг поперечной оси «у» требует знания инерционной характеристики машины, параметров дорожного полотна и скорости изменения углового положения корпуса машины, что связано со скоростью ее движения. Если обозначить кинетическую энергию корпуса машины в таком движении — Т, угол поворота — Q, тогда уравнение движения машины в таком движении будет иметь известный вид уравнения Лагранжа 2-го рода:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \mathbf{G}}\right) - \frac{\partial T}{\partial Q} = M_{y}.$$
(8)

Поскольку кинетическая энергия корпуса машины в продольно-угловом движении может быть определена расчетом, известны также параметры дорожного полотна, высота неровностей, длина волны полотна, скорость движения машины, следовательно известны *Q* и **(***, то (8) следует решать относительно *M_y*, величину которого следует разнести по поверхности взаимодействия машины с грунтом и тем самым определить нагрузки на опорные катки, балансиры, торсионы, амортизаторы и иные элементы движителя.

Предельные режимы движения машины по критерию полного использования возможностей энергоемкости подвески подробно рассмотрены в [4] и в [5], где в принципе решена задача по определению предельной скорости движения в зависимости от амплитудной высоты неровностей, длины волны, регулярного профиля, представляемого гармонической функцией вида

$$y = y_0 \cos \omega t, \tag{9}$$

где y₀ — амплитудное отклонение профиля от базовой горизонтали; ω — круговая частота этих отклонений; *t* — время.

Переходя к рассмотрению вертикального движения машины, отметим, что скорость $V_s^{(B)}$ такого движения будет определяться выражением:

$$V_s^{(B)} = \frac{dy}{dt} = -y_0 \omega \sin \omega t .$$
 (10)

Учитывая, что время одного периода вертикальных колебаний $\tau = \frac{2\pi}{\omega}$ можно составить массив связанных значений y_0 ; ω ; τ , где τ — время прохождения одной волны, т.е. $\lambda = V_{\phi'}$ при этом V — скорость движения машины. Эта работа проделана в [4], где исчерпывающе полно, представлены массивы предельных расчетных характеристик движения.

Представляют интерес и результаты анализа этого массива значений, например, при $y_0 = 0,5$ м и $\lambda = 7$ м значение предельной скорости V по пробою подвески составляет всего 30 км/час, и даже при $y_0 =$ = 0,3 скорость V имеет предельное значение 40 км/час и это несмотря на конструктивное совершенство подвески МГМ.

Особое значение имеет прикладная задача об определении связи скорости V движения машины и параметров регулярного дорожного полотна, с одной стороны, и частотой собственных вертикальных колебаний подрессоренной массы машины — с другой.

Это важно в прикладном плане при выборе режимов движения в том, чтобы, в частности, исключить во время движения попадание в резонансную зону с неопределенными амплитудами вертикального движения, которые вызовут значительное нагружение элементов подвески с возможным пробоем балансиров об упоры.

Так, собственная круговая частота линейных вертикальных колебаний определяется известной зависимостью

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}, \qquad (11)$$

с учетом жесткости подвески значение ω по (11) со-

ставит
$$\omega = 8,11$$
 с⁻¹ или $f = \frac{\omega}{2\pi} = 1,3$ Гц, последнее

значение очень важно с практической точки зрения и определяет дополнительно критическое время прохождения одной волны возбуждения со стороны дорожного полотна, ясно, что это время зависит от скорости движения машины.

Отдельно следует рассмотреть возможность попадания в резонансную зону движения отдельного

опорного катка, поскольку опыт эксплуатации многоцелевых гусеничных машин даже при относительно ровном дорожном полотне, но содержащем кинематические возбудители (например, булыжная мостовая или замерзшая пахота), показал, что в этих условиях катки, как упругие элементы системы, поочередно могут входить в резонансное кинематическое возбуждение, сопровождающееся отрывом катка от беговой дорожки гусеницы, ударом балансира об упор, возврат на беговую дорожку и новый отрыв катка.

Такие формы движения изучены в [6] и физически объяснимы тем, что скорость второго соударения оказывается больше скорости первого соударения, что приводит к отрыву катка и возникновению автоколебательного процесса, это выражается условием [6]:

$$y_0 \omega^2 \ge \pi g \, \frac{1-R}{1+R} \, , \tag{12}$$

где y_0 — высота неровностей, ω — круговая частота взаимодействия опорного катка с беговой дорожкой гусеницы, g — ускорение свободного падения, R коэффициент восстановления скорости (при абсолютно упругом R = 1,0, при неупругом R = 0).

Отрыв катка обусловлен его инерционными характеристиками, жесткостью установки, демпфирующими свойствами механизма подвески и в первом приближении такое движение можно моделировать дифференциальным уравнением второго порядка:

$$m \mathcal{B} + b \mathcal{B} + cy = G + P \cos \omega t, \qquad (13)$$

решение которого имеет вид

$$y = e^{nt} \left(c_1 \cos \sqrt{k^2 - n^2 t} + c_2 \sin \sqrt{k^2 - n} + \frac{H}{\sqrt[m]{(k^2 - n^2)^2 + 4n^2 \omega_2}} \sin(\omega t - \varphi) \right),$$
 (14)

где $n = \frac{b}{2m}$, c_1 и c_2 — постоянные интегрирования,

 $k^2 = \frac{c}{m}$ — квадрат собственной частоты узла под-

вески, *m* — приведенная масса опорного катка, *G* — приведенная сила тяжести узла подвески, φ — угол, характеризующий отставание фазы перемещения от фазы действия гармонической силы, этот угол определяется выражением:

$$tg\varphi = \frac{2\pi\omega}{R^2 - \omega^2}.$$
 (15)

Переходим, наконец, к моделированию поперечноуглового движения машины. Это движение изучено менее всего, поскольку считается несущественным, что не соответствует действительности, поскольку линейные ускорения и перегрузки персонала, связи навесного оборудования могут иметь в таком движении большие значения, что показано в [7]. Кроме того, системы стабилизации вооружения не могут в полном объеме исполнить компенсационные движения при таком движении машины.

Если обозначить угол поперечно-углового движения Ψ , то при гармоническом возбуждении уравнение Лагранжа 2-го рода для этого вида движения будет иметь вид

$$\mathbf{x} + 2n\mathbf{\Psi} + k^2 \Psi = \frac{M}{J_{\star}} \sin pt \,, \tag{16}$$

где $2n = \frac{B}{J_x}$, в свою очередь B — диссипативная

характеристика амортизаторов $B = \frac{R_u}{V_{_{\mathrm{OTH}}}}$, равная

отношению суммарного усилия R_a на штоках амортизаторов к относительной скорости V_{omu} штоков относительно их корпусов, при этом отметим, что V_{omu} будет зависеть от профиля дорожного полотна и скорости движения машины, J_x — момент инерции подрессоренно массы машины в поперечно-угловом движении, k^2 — квадрат собственной частоты подрессоренной массы

$$k^2 = \frac{C_{yra}}{J_x},$$
 (17)

в свою очередь, $C_{y_{TA}}$ — угловая жесткость подвески МГМ, а M — амплитудное значение силовой функции (момента), эквивалентной периодическому с периодом p кинематическому возбуждению со стороны дорожного полотна.

Характеристическое уравнение, составленное по (16), будет иметь вид: $r^2 + 2nr + k^2 = 0$, а его решение $r = -n \pm \sqrt{n^2 - k^2}$, последнее означает, что при n > k система будет иметь значительную демпфирующую составляющую, т.е. движение будет колебательным, но со значительным затуханием.

Реально всегда, как было показано в [7], при малом *k* будет иметь место *n*≥*k*, т.е. движение подрессоренной массы будет близко к апериодическому около положения равновесия (статической осадки) машины на упругих связях.

Решение уравнения (16) будет таким

$$\Psi = e^{-nt} \left(c_1 \cos \sqrt{k^2 - n^2} t + c_2 \sin \sqrt{k^2 - n^2} t \right) + \frac{M}{J_x \sqrt{(k^2 - p^2)^2 + 4\pi^2 p^2}} \sin pt - \delta,$$
(18)

 δ — угол, характеризующий отставание фазы перемещения от фазы внешнего силового момента возбуждения.

$$tg\delta = \frac{2\pi p}{k^2 - p^2}.$$
 (19)

Если собственная частота k будет больше частоты p возбуждения, что маловероятно, но тогда угол δ

будет положительным и меньшим $\frac{\pi}{2}$. Предельный

случай k=p (резонанс) и $tg\delta = \infty$ $\delta = \frac{\pi}{2}$. Другие вопросы исследования поперечно-углового движения подробно изложены в [7].

Таким образом, в настоящей работе представлены модели движения многоцелевой гусеничной машины по доминирующим координатам ее движения. Модели позволяют как описать движение машины, так и по известному движению определить силовое нагружение всех элементов подвески, что позволяет уточнить конструкторские расчеты механизмов подвески, крепления навесного оборудования, определить в итоге направления развития конструкции механизмов и элементов подвески машины.

Библиографический список

 Исаков, П. П. Теория и конструкция танка. В 6 т. Т. 6.
 Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин / П. П. Исаков. – М. : Машиностроение, 1985. – 244 с.

 Аврамов, В. П. Динамика гусеничной транспортной машины при установившемся движении по неровностям / В. П. Аврамов, И. Б. Калейчев. — Харьков : Выща школа : Изд-во при Харьк. ун-те. 1989. — 112 с.

 Дмитриев, А. А. Теория и расчет нелинейных систем подрессоривания гусеничных машин / А. А. Дмитриев, В. А. Чобиток, А. В. Тельмиков. — М. : Машиностроение. 1976. — 207 с.

4. Предельные режимы движения многоцелевой гусеничной машины по критерию полного использования энергоемкости подвески / П. Д. Балакин [и др.] // Омский научный вестник. — 2006. — № 7(43). — С. 96—98.

5. Экспериментальное определение предельных по пробою подвески скоростей движения МГМ в условиях естественных трасс / П. Д. Балакин [и др.] // Омский научный вестник. — 2007. — № 1(52). — С. 37–41.

6. Кобринский, А. Е. Виброударные системы / А. Е. Кобринский, А. А. Кобринский. — М. : Наука, 1973. — 592 с.

УДК 621.01:062-182:531.1

7. Балакин, П. Д. Динамическая модель попечечно-угловых колебаний корпуса многоцелевой гусеничной машины при регулярном возбуждении движителя дорожным полотном / П. Д. Балакин, Э. А. Кузнецов, В. И. Денисенко // Вестник Академии военных наук. – 2008. – № 3(24). – С. 162–166.

БАЛАКИН Павел Дмитриевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор, заведующий кафедрой теории механизмов и машин Омского государственного технического университета, членкорреспондент Академии наук высшей школы.

КУЗНЕЦОВ Эрнст Андреевич, кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедрой технической механики филиала Академии Сухопутных войск (ФАСВ), г. Омск.

СКРИПНИЧЕНКО Дмитрий Александрович, преподаватель кафедры электроспецоборудования ФАСВ.

РАХИМЖАНОВ Нуржан Есмагилович, научный сотрудник НИЧ ФАСВ.

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 08.06.2012 г.

© П. Д. Балакин, Э. А. Кузнецов, Д. А. Скрипниченко, Н. Е. Рахимжанов

П. Д. БАЛАКИН А. Х. ШАМУТДИНОВ

Омский государственный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ ПРОСТРАНСТВЕННОГО МЕХАНИЗМА

Рассмотрено схемное решение пространственного манипулятора общего вида с шестью независимыми парциальными движениями и, на основе теории контактных напряжений и деформаций, рассчитана приведенная жесткость данной модели. Кроме этого, на основе приведенной жесткости схемного решения приведен расчет собственных частот колебаний данной системы.

Ключевые слова: контактные напряжения, модуль упругости Юнга, сближение тел, приведенная жесткость, собственная частота колебаний.

1. Расчетная схема пространственного манипулятора для оценки его жесткости. Выделим из общей схемы пространственного механизма оригинальную часть, реализующую угловые движения вокруг осей X и Y и поступательное перемещение вдоль оси Z за счет сложения двух встречных вращений [1]. Традиционные три связи (две поступательные и одно вращение) опустим, поскольку они реализованы в серийных станках и их жесткость достаточно известна (рис. 1).

Наиболее неблагоприятное нагружение связей будет, если исключить из расчетной схемы параллельно действующие элементы, образуемые приводными устройствами а, b и с. Поэтому основу жесткости конструкции будет составлять жесткость их соединений, а именно сдвоенные шарниры, которые, с точки зрения теории механизмов и машин, представляют собой кинематические цилиндрические пары. 2. Напряжения и деформации элементов цилиндрической пары. Для решения поставленной задачи используем зависимости, приведенные в [2].

При взаимном сжатии равномерно распределенной нагрузкой *q* двух цилиндров, соприкасающихся параллельными образующими (рис. 2), полуширина прямоугольной площадки определится по формуле:

$$b = 2,15 \cdot \sqrt{q \cdot \frac{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}},$$
 (1)

где q — распределенная нагрузка, E_1 , E_2 и R_1 , R_2 — модули упругости материалов и радиусы первого и второго цилиндров соответственно.

Наибольшее напряжение, действующее в точках оси площадки, будет:



Рис. 1. Расчетная схема пространственного манипулятора:

1 — поворотный стол; 2 — наклонная платформа; 3 — опорно-поворотное устройство; 4 — установочное звено (рабочий стол), а, b, с — приводные устройства (гидроцилиндры)





Рис. 2. Контакт цилиндра с цилиндрической впадиной

$$\sigma_{\max} = 1.27 \cdot \frac{q}{b} = 0.418 \cdot \sqrt{2q \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \cdot \frac{R_1 + R_2}{R_1 \cdot R_2}} .$$
 (2)

Опасная точка в зоне контакта находится на оси Z на глубине, равной 0,4b. Главные напряжения в этой точке имеют следующие значения:

$$\sigma_{1} = -0,180\sigma_{max};$$

$$\sigma_{2} = -0,288\sigma_{max};$$

$$\sigma_{3} = -0,780\sigma_{max}.$$
(3)

Максимальное касательное напряжение в опасной точке будет: т_{max}=0,3 σ_{max}. Изменив в формуле (2) знак при R₂ на противо-

Изменив в формуле (2) знак при *R*₂ на противоположный, получим напряжение в случае давления цилиндра на вогнутую цилиндрическую поверхность:

$$\sigma_{\max} = 0.418 \cdot \sqrt{2q \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \cdot \frac{R_2 - R_1}{R_1 \cdot R_2}} .$$
 (4)

Приведенные выше формулы получены при значении коэффициента Пуассона µ=0,3.





При $E_1 = E_2 = E$ полуширина полоски контакта b, учитывая, что q = P/l, из формулы (1), будет:

Зная усили
еPна цилиндры и их сближение
 $\Delta,$ можно рассчитать жесткость данного сопряжения:

$$c = \frac{P}{\Lambda}.$$
 (8)

Тогда
$$c = \frac{P}{\Delta} = \frac{P}{1,82 \cdot \frac{P}{lE} \cdot [1 - \ln b]} = \frac{lE}{1,82[1 - \ln b]}$$

или, окончательно,

$$c = \frac{lE}{1,82[1 - \ln\left(1,522\sqrt{\frac{P}{lE} \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{R_2 - R_1}}\right)]}$$
(9)

Рассчитаем коэффициенты жесткости при следующих параметрах модели: $l=5\cdot10^{-2}$ м, $E=2\cdot10^{11}$ Па; $R_1=4,9\cdot10^{-3}$ м; $R_2=5\cdot10^{-3}$ м; Усилие P будем варьировать: $P_1=10^2$ H, $P_2=10^3$ H, $P_3=10^4$ H, $P_5=10^5$ H, $P_6=10^6$ H. Расчеты приводят к следующим значениям:

$$c_{1} = 5,236 \cdot 10^{8} \text{ H/M},$$

$$c_{2} = 5,881 \cdot 10^{8} \text{ H/M},$$

$$c_{3} = 6,708 \cdot 10^{8} \text{ H/M},$$

$$c_{4} = 7,805 \cdot 10^{8} \text{ H/M},$$

$$c_{5} = 9.331 \cdot 10^{8} \text{ H/M}.$$
(10)

Кроме того, надо учесть, что в предлагаемом схемном решении такие соединения (их 3 ед.) соединены последовательно, поэтому надо перевести жесткость в податливость и определить её приведённое значение:

$$b = 2,15 \cdot \sqrt{q} \cdot \frac{\frac{1}{E_{1}} + \frac{1}{E_{2}}}{\frac{1}{R_{1}} + \frac{1}{R_{2}}} = 2,15 \cdot \sqrt{\frac{P}{l} \cdot \frac{\frac{2}{E}}{\frac{R_{1} + R_{2}}{R_{1} \cdot R_{2}}}} = 1,522 \cdot \sqrt{\frac{P}{l \cdot E} \cdot \frac{R_{1} \cdot R_{2}}{R_{2} - R_{1}}},$$
(5)

а максимальное напряжение из формулы (2):

$$\sigma_{\max} = 0.418 \cdot \sqrt{2q \cdot \frac{E^2}{2E} \cdot \frac{R_2 - R_1}{R_1 \cdot R_2}} = 0.418 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot E}{l} \cdot \frac{R_2 - R_1}{R_1 \cdot R_2}}.$$
(6)

Сближение соприкасающихся тел, т.е. цилиндров определяется по формуле:

$$\Delta = 1.82 \cdot \frac{P}{l \cdot E} \cdot (1 - \ln b) \,. \tag{7}$$

Из выражения (6) видно, что при малой разности $(R_2 - R_1)$, т.е. когда $(R_2 - R_1) \rightarrow 0$ будет:

1) из выражения (5): *b*→0;

из выражения (6): σ_{max}→0.

Это говорит о том, что, если контакт между цилиндрами будет полным, зазоры отсутствуют, наибольшие напряжения будут иметь минимальные значения.



Масса, кг

Рис. 4. Зависимость собственных частот колебаний от приведенной жесткости системы: кривая 1 при с_{пр}=1,745·10⁸ Н/м, кривая 2 при с_{пр}=1,960·10⁸ Н/м, кривая 3 при с_{пр}=2,236·10⁸ Н/м, c1, c2, c3 — текущие значения приведённой жесткости системы с_{пр}; k(m1), r(m1), p(m1) — собственные частоты системы при фиксированном значении массы m1 и при различных значениях приведённой жесткости системы

$$\frac{1}{c_{np}} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_3},$$
 (11)

откуда находим:

$$c_{np} = \frac{c_1 \cdot c_2 \cdot c_3}{c_1 \cdot c_2 + c_1 \cdot c_3 + c_2 \cdot c_3} .$$
 (12)

Для упрощения принимаем $c=c_1=c_2=c_3$, тогда формула (12) перепишется как:

$$c_{np} = \frac{C}{3}.$$
 (13)

Используя расчетные значения жесткости (10):

$$(c_{min}...c_{max}) = (5,236 \cdot 10^8...9,331 \cdot 10^8) \text{ H/M}$$

по формуле (13) находим:

 $(c_{np.min}...c_{np.max}) = (1,745 \cdot 10^8 ...3, 110 \cdot 10^8) \text{ H/M}.$

В [3] показано, что жесткость суппортов станков средних размеров составляет (30...100) Н/мкм = = (3.10⁷...10⁸) Н/м.

Таким образом, видно, что жесткость данного пространственного механизма сравнима с жесткостью суппортов современных станков, что доказывает принципиальную возможность использования пространственного механизма в качестве манипулятора, расширяющего возможности современного технологического оборудования.

3. Собственные частоты колебаний системы. Рассматривая схемное решение пространственного манипулятора общего вида с шестью независимыми парциальными движениями как колебательную систему, определим качественный параметр этой системы — собственную частоту её колебаний k. Из теории колебаний [4], известно, что собственная частота *k* колебаний зависит только от парамет-

ров системы и определяется как: $k = \sqrt{\frac{c_{np}}{a}}$. Здесь

а — коэффициент инерции системы. В нашем случае а=т. Данное выражение имеет размерность с⁻¹ или рад/с. Умножив его на коэффициент 1/2π, выразим частоту в Гц:

$$k = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c_{np}}{m}} , \qquad (14)$$

где c_{np} — приведенная жесткость системы, m — масса системы.

Используя ранее рассчитанные значения c_{np} и задавая значения массы m: $m_1 = 10$ кг, $m_2 = 20$ кг, $m_3 = 30$ кг, найдём собственные частоты системы:

$$k_1 = 705$$
 Гц, $k_2 = 498,2$ Гц, $k_3 = 407$ Гц;

3) при *c*_{пр.3}=2,236·10⁸ H/м:

$$k_1 = 752.6 \ \Gamma \mu_1 \ k k_2 = 532 \ \Gamma \mu_1 \ k_2 = 434.5 \ \Gamma \mu_2;$$

4) при $c_{np.4} = 2,601 \cdot 10^8 \,\text{H/м:}$

$$k_1 = 812 \ \Gamma \mu, \ k_2 = 574 \ \Gamma \mu, \ k_2 = 469 \ \Gamma \mu;$$

5) при с_{пр.5}=3,110·10⁸Н/м:

$$k_1 = 888 \ \Gamma \mu_1 \ k_2 = 627.6 \ \Gamma \mu_1 \ k_2 = 512.4 \ \Gamma \mu_2$$

Сравнивая полученные значения с эксплуатационными частотами технологического оборудования [5, 6], видно, что оборудование, оснащенное предМАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

лагаемым манипулятором, будет работать в дорезонансной зоне.

Используя пакет программы MathCAD 14, приводим графические зависимости выражения (14) в зависимости от массы *m* системы и приведённой жесткости *c*_{nn}, которые представлены на рис. 3 и 4.

Выводы

1. Результаты расчетов приведенной жесткости показали, что жесткость предложенной модели пространственного манипулятора в среднем в 3-6 раз больше, чем жесткость суппортной группы станков средних размеров.

2. Из рис. 3 следует, что, при фиксированной приведённой жесткости, с увеличением приведённой массы частота собственных колебаний уменьшается, а по рис. 4, при фиксированной приведённой массе, при увеличении приведённой жесткости собственная частота колебаний возрастает.

3. Диапазон собственных частот предлагаемой конструкции манипулятора выше эксплуатационных частот силового возбуждения технологического оборудования.

4. Предлагаемое техническое решение механизма манипулятора рекомендуется к использованию в технологических машинах машиностроительных производств.

Библиографический список

1. Люкшин, В. С. Теория винтовых поверхностей в проектировании режущих инструментов / В. С. Люкшин. – М. : Машиностроение, 1967. – 372 с.

УДК 621.086.23

2. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко [и др.] ; под общ. ред. Г. С. Писаренко. — Киев. : Наук. думка, 1988. — 736 с.

3. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник. В 3 т. Т. 1. Проектирование станков / А. С. Проников [и др.]; под общ. ред. А. С. Проникова. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана; Машиностроение, 1994. – 444 с.

4. Яблонский, А. А. Курс теории колебаний / А. А. Яблонский, С. С. Норейко. — М. : Высшая школа, 1975. — 248 с.

5. Кедров, С. С. Колебания металлорежущих станков / С. С. Кедров. — М. : Машиностроение, 1978. — 199 с.

6. Кудинов, В. А. Динамика станков / В. А. Кудинов. – М. : Машиностроение, 1967. – 348 с.

БАЛАКИН Павел Дмитриевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор, заведующий кафедрой теории механизмов и машин, член-корреспондент Академии наук высшей школы.

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

Адрес для переписки: 1972id@list.ru

Статья поступила в редакцию 17.02.2012 г. © П. Д. Балакин, А. Х. Шамутдинов

Е. А. ВОРОНОВ В. В. ХАРИНА

Омский государственный технический университет

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАСЧЕТОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ВИНТОВЫХ ПРУЖИН СЖАТИЯ ИЗ ПРОВОЛОКИ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ

Статья посвящается изложению новой методики расчета диаметра проволоки и последующему порядку определения параметров пружин.

Ключевые слова: пружина сжатия, условие прочности, эмпирическая зависимость, погрешность расчета, параметры пружин.

Пружины сжатия широко используются в механизмах технологических машин различного назначения. Неправильный расчет их и неудачное применение могут вызвать нарушение действия механизма и тем самым работоспособности всей машины. Для правильной работы механизма входящие в его состав пружины после снятия приложенной нагрузки должны полностью восстанавливать свои первоначальные, т. е. указанные по чертежу, размеры. Часто эти условия не реализуются.

В этой связи в условиях практики наблюдаются большие расхождения между расчетными и реаль-

ными деформациями пружин, которые происходят вследствие неправильного выбора исходных данных или допущенных при расчете неточностей. Затруднения связаны со сложностью инженерных расчетов, в частности, с определением диаметра проволоки по известной нагрузке. Вследствие того, что существует зависимость допустимого напряжения кручения от диаметра проволоки, расчет диаметра проволоки производится по рекомендациям всей известной литературы методом последовательных приближений. Результаты настоящей работы устраняют эти затруднения. Кроме того, в статье излагается порядок

ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК № 3 (113)

2012

Численные значения	[τ]	в	зависимости от	диаметра	проволоки d
--------------------	-----	---	----------------	----------	-------------

d, мм	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	3,6	4,0	4,5 5,0	6,0 и выше
[τ], H/mm ²	1500	1450	1380	1320	1210	1100	990	940	910	880	830	800

расчета других параметров пружин, существенно упрощающий эту процедуру.

В основу расчета диаметра проволоки мы положили известный метод, опирающийся на табличные данные. Полученные на основании экспериментов, они позволяют получить графическую зависимость между допустимым касательным напряжением кручения для материала проволоки [τ] и диаметром d испытанной проволоки. Такие данные приводятся в многочисленной литературе, в том числе [1, 2]. Для примера в дальнейших рассуждениях используем данные, приводимые в табл. 1.

Для вывода интересующих нас зависимостей между нагрузкой P₂, действующей на пружину, и d используем условие прочности пружины, записанное в следующем виде [2]:

$$[\tau] = \frac{c + 1.5}{d^2} \cdot 2.55 \cdot P_2 , \qquad (1)$$

где с=D₀/d — индекс пружины, D₀ — средний диаметр пружины;

Р₂ — наибольшая нагрузка в механизме.

Формулу (1) запишем как:

$$[\tau] \cdot d^2 = (c + 1,5) \cdot 2,55 \cdot P_2.$$
 (2)

Воспользуемся данными (табл. 1) и изобразим на их основе графическую зависимость [τ] = f(d), представленную на рис. 1.

Как видно, зависимость [τ] = f(d) представляет собой сложную кривую, нелинейно зависящую от диаметра. Таким образом, если установить аналитическую связь между [τ] и d, то для последующего расчета d достаточно будет знать только величину P₂.

Из графика на рис. 1 видно, что зависимость между [т] и d является обратно пропорциональной, поэтому её можно записать в виде некоторых функций, характеризующих обратно пропорциональную связь между исходной и искомой величинами, содержащих эмпирические коэффициенты. Количество слагаемых, входящих в функции, повышает точность расчётов и одновременно усложняет процедуру расчётов. Поэтому для дальнейших рассуждений в качестве функциональной связи между [τ] и d используем обратно пропорциональную зависимость, записанную в составе трёх слагаемых:

$$[\tau] = \frac{k_1}{d} + \frac{k_2}{d^2} + \frac{k_3}{d^3} = \frac{1}{d} \cdot \frac{k_1 \cdot d^2 + k_2 \cdot d + k_3}{d^2} \cdot$$
(3)

Здесь коэффициенты k₁, k₂, k₃ определяются посредством использования данных табл. 1 путём составления и последующего решения трёх уравнений с тремя неизвестными.

Подставив выражение (3) в формулу (2) и выполнив необходимые преобразования, получим квадратное уравнение:

$$d^{2} + \frac{k_{2} - (c + 1.5) \cdot 2.55 \cdot P_{2}}{k_{1}} \cdot d + \frac{k_{3}}{k_{1}} = 0.$$
 (4)

Отсюда находим искомое выражение для расчёта «d»:

$$d = \{a\} + \sqrt{\{a\}^2 - \frac{k_3}{k_1}} , \qquad (5)$$

$$\label{eq:radius} \text{rad} \ \{a\} = -\,\frac{k_2\,-\,2,55\,\cdot\,(c\,+\,1,5)\,\cdot\,P_2}{2\,\cdot\,k_1}\,.$$

Данное выражение позволяет рассчитывать значения «d», зная Р₂, с различной степенью точности в зависимости от того, какие данные использованы из табл. 1.

В табл. 2 приведены полученные нами результаты.

В подтверждение правомерности практического использования полученных данных выполнены расчёты по формуле (5) в интервале изменения нагрузки P₂=(25÷1400)Н при с=6,5.

Для сопоставления расчётных данных рассчитано так же значение диаметра проволоки d_р по точной формуле:

$$d_{p} = 1.6 \cdot \sqrt{\frac{8 \cdot P_{2}}{[\tau]}}, \qquad (6)$$



Рис. 1. Графическая зависимость [T]=f(d)

Таблица 2

Таблица 4

Значения коэффициентов	8 k ₁ , k ₂ , k ₃	для расчёта	«d» по	формуле	(5)
------------------------	--	-------------	--------	---------	-----

	Вариант	Интервалы максимальной нагрузки, Н	Значения коэффициентов			Используемые данные для формирования системы уравнения					
			\mathbf{k}_1	\mathbf{k}_2	k ₃	[τ] ₁	d_1	[τ] ₂	d_2	[τ] ₃	d_3
	1	25÷400	3414,3	- 2823	788,5	1500	0,6	1380	1,0	1100	2,0
	2	200÷1400	5817	-9070,3	3672,6	1500	0,6	1100	2,0	830	5,0

Таблица З

P_2 , H	d, мм	d _р , мм	Δ, %
25	0,575	0,58	-0,86
50	0,86	0,84	2,32
80	1,09	1,08	0,09
100	1,24	1,24	0
120	1,38	1,36	1,45
200	1,9	1,93	-1,56
300	2,5	2,49	0,4
400	3,13	3	4,3

P ₂ , H	d, мм	d _р , мм	Δ, %
200	1,93	1,93	0
300	2,34	2,49	-6,02
400	2,73	2,95	-7,46
600	3,48	3,67	-5,78
800	4,21	4,44	-5,18
1000	4,93	4,96	-0,06
1200	5,65	5,54	1,98
1400	6,36	6,0	6,0



которая предполагает использование значения [τ] по предварительно известному «d» и, кроме того, рассчитана погрешность:

$$\Delta = \frac{\mathrm{d} - \mathrm{d}_{\mathrm{p}}}{\mathrm{d}} \cdot 100\% \,. \tag{7}$$

Эти результаты сведены в табл. 3 и 4. На основании полученных результатов на рис. 2а и б изображены графики соответствующих функций изменения погрешности $\Delta = f(P_2)$.

Результаты в табл. 3 и 4 и на графиках (рис. 2а и б) показывают, что:

— при изменении значения действующей силы в интервале $P_2 = (25 \div 400)$ Н (вариант 1) расчёт целесообразен для пружин с диаметром проволоки $d_1 =$ $= 0,6 \div 3$ мм. При этом расхождения результатов расчёта по точной и предложенной формулам не превышает H≈2,5 %;

— при изменении значения действующей силы в интервале P₂ = (200÷1400)Н (вариант 2) расчёт целесообразен для пружин с диаметром проволоки d₂ =

=2,0÷0,6 мм. Максимальная погрешность расхождения результатов составляет Н≈8 %;

— в интервале $P_2 = (200 \div 400) H$ расчёт может производиться по любому варианту. В первом случае погрешность составит $\Delta_1 = (-1,05 \div 4,3)$ %, во втором $\Delta_2 = (0 \div -7,5)$ %.

Обобщение данных при других значениях «с» и [т] не производилось.

С учётом сказанного расчёт параметров пружин сжатия рекомендуется осуществлять в следующем порядке.

По уже известным значениям «d» и «с» рассчитываются:

 — коэффициент, характеризующий геометрические параметры пружин

$$A = \frac{c + 1.5}{d^2} \cdot 2.55;$$
 (8)

жёсткость одного витка пружины

$$Z_1 = G \cdot \frac{d}{8 \cdot c^3}$$
, (G = 8 \cdot 10^4 H / mm²); (9)

деформация одного витка пружины при наибольшей нагрузке

$$f_2 = \frac{P_2}{Z_1};$$
 (10)

шаг пружины

$$t = (f_3 - f_2) + f_2 + d;$$
 (11)

 $([{\rm f}_3-{\rm f}_2]$ — планируемый зазор между витками пружины при ${\rm P}_2)$

жесткость пружины

$$Z = \frac{Z_1}{n};$$
 (12)

длина пружины в свободном состоянии

$$H_0 = n \cdot t + (1, 0 \div 1, 5) \cdot d;$$
 (13)

Остальные параметры рассчитываются по известным формулам с учётом ограничений на параметры по конструктивным соображениям или по условиям эксплуатации. Другие подробности, касающиеся расчётов пружин, изложены в научной литературе [1, 2].

Указанный здесь подход может быть использован для расчёта разных цилиндрических пружин, в том числе пружин растяжения и пружин из проволоки другого сечения.

Он сориентирован на расчёт неответственных пружин по величине предельного допускаемого напряжения кручения [т]. В случае расчёта пружин ответственного назначения, для которых допускаемое напряжение снижается на величину коэффициента k=0,4÷0,8, формула (5) принимает вид

$$d = \{a\} + \sqrt{\{a\}^2 - \frac{k_3}{k_1}},$$
 (14)

где {a} =
$$-\frac{k_2 - 2,55 \cdot (c + 1,5) \cdot \frac{P_2}{k}}{2 \cdot k_1}$$
, а формула (3)

$$\mathbf{k} \cdot [\tau] = \frac{\mathbf{k}_1}{\mathbf{d}} + \frac{\mathbf{k}_2}{\mathbf{d}^2} + \frac{\mathbf{k}_3}{\mathbf{d}^3},$$
 (15)

остальные выкладки для получения $\mathbf{k}_{1},~\mathbf{k}_{2},~\mathbf{k}_{3}$ осуществляются аналогичным способом.

Библиографический список

1. Батанов, М. В. Пружины / М. В. Батанов, Н. В. Петров. — М. : Машиностроение, 1968. — 216 с.

2. Создание типовых методик расчёта деталей машин / Е. А. Воронов [и др.] // Проектирование деталей и механизмов машин. Обработка металлов давлением. Сб. № 1. — Ярославль : Рыбинский авиатехнологический институт. — 1970. — С. 12—29.

ВОРОНОВ Евгений Александрович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Основы теории механики и автоматического управления».

Адрес для переписки: voronov-ea@bk.ru

ХАРИНА Виктория Вадимовна, студентка гр. ДП-418 факультета транспорта, нефти и газа. Адрес для переписки: harina_v_v@mail.ru

Статья поступила в редакцию 08.06.2012 г. © Е. А. Воронов, В. В. Харина

Книжная полка

Карагусов, В. И. Установки и системы микрокриогенной техники : учеб. пособие / В. И. Карагусов, Н. В. Карагусова ; ОмГТУ. – Омск, 2010. – 86 с. – ISBN 978-5-8149-0970-1.

В учебном пособии рассмотрены технические требования и схемотехника установок и систем микрокриогенной техники, использование редкоземельных материалов в качестве рабочих тел и теплоемких насадок регенераторов, теоретические и экспериментальные данные по свойствам редкоземельных материалов. Рассмотрены термодинамические циклы в реальных рабочих телах, проведено сопоставление схем и конструкций различных установок и систем микрокриогенной техники, а также определены области их преимущественного применения. Показана возможность создания нового класса систем охлаждения — нанокриогенных систем.

Омский государственный технический университет

ВЛИЯНИЕ МОДИФИЦИРОВАНИЯ НА ЛИКВАЦИЮ ЛЕГИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ В ХРОМОНИКЕЛЕВОМ СПЛАВЕ

Рассмотрено влияние ультрадисперсных частиц карбонитрида титана на дендритную ликвацию и структуру сплава X10H60K10B10Ю5T3M2Б. Показано, что модифицирование приводит к уменьшению расстояния между осями дендритов второго порядка в 2,5 раза и снижению коэффициентов ликвации основных легирующих элементов в 1,6—1,9 раза, что приводит к повышению длительной прочности сплава в 2,6—3,4 раза.

Ключевые слова: жаропрочный никелевый сплав, модифицирование, наночастицы, дендритная структура, ликвация.

Ликвация легирующих элементов и дендритная структура оказывают огромное влияние на термическую стабильность литого металла заготовок из жаропрочных сплавов. С целью повышения эксплуатационных характеристик таких сплавов применяется модифицирование металлических расплавов дисперсными частицами тугоплавких соединений [1-4]. В то же время влияние такого модифицирования на ликвацию и дендритную структуру жаропрочных сплавов изучено недостаточно.

Ввод дисперсной фазы в жаропрочный сплав, обусловливающий создание в расплаве включений с концентрацией и температурой, отличными от основного расплава, не дает возможности формирования столбчатой структуры. При этом изменения градиента температур и скорости перемещения фронта кристаллизации существенным образом влияет не только на дендритную структуру, но и на дисперсность составляющих и фазовый состав жаропрочных сплавов.

Дендритную структуру принято характеризовать дисперсностью — средним расстоянием между осями дендритов второго порядка и плотностью, которую в данной работе определяли по отношению суммарных длин отрезков осей и межосных пространств, выявляемых микроренттеноспектральным методом. Неодновременность кристаллизации металла в межосных пространствах создает ликвационную неоднородность по химическому составу.

В качестве объекта для изучения вышеописанных процессов был выбран хромоникелевый сплав X10-H60K10B10Ю5T3M2Б. Отливки получали в вакуумной индукционной установке У-177-7М [5]. Для модифицирования использовали ультрадисперсный порошок карбонитрида титана с размером частиц 0,01 — 0,1 мкм [6]. Модификатор получали смешиванием порошковых компонентов с последующим холодным прессованием в таблетки, которые вводили в жидкий металл, накопленный в тигле.

При изучении дендритной структуры жаропрочного сплава установлено, что с увеличением добавок модификатора расстояние между осями дендритов второго порядка уменьшается от 43 до 21 мкм (рис. 1). Плотность дендритной структуры возрастает от 1,2 до 1,7, дисперсность увеличивается в 2,3 раза.

В связи с этим можно ожидать меньшее развитие дендритной ликвации. На практике ликвация в сложных сплавах достаточно полно характеризуется соотношением концентраций элемента в пределах дендритной ячейки — $K_{\Lambda} = C_{_M}/C_{_O}$, где $C_{_M}$ — концентрация элемента в межосном пространстве, $C_{_O}$ — в оси дендрита.

В табл. 1 приведены коэффициенты ликвации по основным легирующим элементам сплава X10H60K-10B10Ю5T3M2Б. Исследования проводили на рентгеновском микроанализаторе MS-46 «Сатеса» по методике, изложенной в работе [7]. Результаты измерений усредняли по 3 – 5 точкам. Максимальное отклонение по измеряемым элементам составило 0,2 % по массе. Для идентификации фаз использовали также метод фазового физико-химического анализа.

Результаты, приведенные в таблице, показывают, что направление ликвации алюминия, титана, ниобия — прямое, кобальта и вольфрама — обратное. Хром в присутствии титана и ниобия меняет знак ликвации на обратный. Дендритная ликвация алюминия и хрома незначительна и они равномерно рас-



Рис. 1. Зависимость расстояния между осями дендритов второго порядка λ в сплаве X10H60K10B10Ю5T3M2Б от концентрации частиц инокулятора N_m

Таблица 1

Коэффициент ликвации Кл осне	овных легирующих элементов сплава	Х10Н60К10В10Ю5Т3М2Б
------------------------------	-----------------------------------	---------------------

Состояние металла				Элем	енты			
	Al	Ti	Cr	Со	Ni	Nb	Мо	W
Немодифицированный	1,07	1,8	0,93	0,90	1,1	2,26	1,07	0,68
Модифицированный	1,04	1,1	0,95	0,95	1,06	1,22	1,05	0,76

Таблица 2

ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК № 3 (113) 2012

Химический	состав	сканируемых	vчастков
		Creating / Creating	,

				• •				
	Al	Ti	Cr	Co	Ni	Nb	Mo	W
немодифицированный								
Весовой %	1,65	3,15	9,28	9,57	65,80	1,08	1,47	8,00
модифицированный								
Весовой %	2,40	2,05	9,25	10,61	63,17	0,30	1,00	11,21





Рис. 2. Общая картина распределения легирующих элементов немодифицированного (а) и модифицированного (б) сплавов

пределены между осями и межосными пространствами. Ликвация ниобия и титана достаточна велика. Если легирующий элемент имеет коэффициент распределения К,>1, то он концентрируется в межосных пространствах и наоборот — оси дендритов обогащены элементами с К <1. В соответствии с этим ү'-образующие элементы, такие как алюминий, титан, ниобий, оттесняются в межосные пространства, а вольфрам и кобальт концентрируются преимущественно в осях дендритов. В то же время повышенное содержание более сильных, чем вольфрам, ү'-образующих элементов (алюминия, ниобия и титана) приводит к замещению вольфрама в составе ү'-фазы и выделению его в виде самостоятельных фаз. В результате выделяется большое количество эвтектики (ү-ү'), обедненной вольфрамом, которая располагается в межосных пространствах. Известно, что граница «эвтектика (ү-ү') – матрица» обладает повышенной диффузионной проницаемостью по сравнению с самой матрицей сплава [8]. При большом количестве эвтектики значительная часть межосных пространств занята фазой с повышенной диффузионной проницаемостью, вследствие чего

а

длина свободного пробега дислокаций уменьшается. Поэтому выделяющиеся в межосном пространстве фазы, обогащенные вольфрамом, обедняют их состав, что снижает жаропрочность сплава. Кроме того, вследствие значительной ликвации элементов и скопления их в карбидах эвтектики, обедняется твердый раствор и уменьшается количество ү'-фазы, что также оказывает существенное влияние на понижение параметров жаропрочности.

На свойства никелевых сплавов большое влияние оказывает дисперсионное упрочнение матрицы за счет выделения ү'-фазы кубической морфологии. Жаропрочность сплавов, упрочненных ү'-фазой, зависит от состояния этой фазы — дисперсности частиц, их объемной доли, формы, распределения, химического состава [9]. При этом на термическую стабильность литого металла изделий из жаропрочных сплавов огромное влияние оказывает ликвация легирующих элементов в упрочняющей фазе. В связи с этим были проведены исследования изменения распределения основных легирующих элементов в частицах ү'-фазы и межчастичных пространствах при модифицировании хромоникелевого сплава.





Рис. 3. Распределение легирующих элементов в частицах γ'-фазы и межчастичных пространствах при сканировании структуры немодифицированного сплава

машиностроение и машиноведение





Рис. 4. Распределение легирующих элементов в частицах γ'-фазы и межчастичных пространствах при сканировании структуры модифицированного сплава

Исследования проводили на фольгах с использованием просвечивающего электронного микроскопа JEM-2100 «JEOL» с энергодисперсионным анализатором Inca-250. Заготовки толщиной 0,4 мм для тонких фольг были вырезаны на станке малодеформационного резания металлов и керамик Minitom (Struers), утонение до толщины 0,1 мм осуществлялось механической полировкой. Затем проводилось элетролитическое утонение при температуре — 40 °C (охлаждение жидким азотом) в электролите: метанол — 252 мл, бутанол — 140 мл, хлорная кислота — 5 мл.

Электронное изображение сканируемого участка поверхности фольги немодифицированного сплава с общей картиной распределения легирующих элементов приведено на рис. 2а, а модифицированного сплава — на рис. 2б. Химический состав сканируемых участков приведен в табл. 2.

На изображении сканированного участка немодифицированного сплава видно неупорядоченное расположение структуры (рис. 2а). Частицы γ' -фазы имеют вид рассеченного прямоугольника. В частицах резко возрастает концентрация никеля, более плавно возрастают концентрации титана, алюминия и ниобия, резко падает концентрация хрома (рис. 3). В межчастичных пространствах выделяется большое количество эвтектики ($\gamma - \gamma'$), обогащенной хромом, кобальтом, молибденом и пониженным содержанием никеля. Вольфрам распределен равномерно как в частицах, так и в межчастичных пространствах.

На изображении сканированного участка модифицированного сплава видно более упорядоченное расположение структуры (рис. 2б). Частицы γ'-фазы классической квадратной формы, межчастичные пространства узкие. В частицах наряду с алюминием и титаном возрастает концентрации кобальта, никеля и хрома (рис. 4). В межчастичных пространствах количество никеля, хрома и кобальта уменьшается.

Уровень ликвационной неоднородности и размер дендритной ячейки определяют оптимальный режим гомогенизации сплава. М. Флемингс установил, что время гомогенизации (τ) сплава в однофазной области связано с параметром дендритной ячейки (λ) соотношением $\tau = A\lambda^2$, где в постоянную A входит коэффициент диффузии наиболее медленно диффундирующего элемента в сплаве. Отсюда следует, что в сплавах, закристаллизованных с большими скоростями охлаждения и имеющими соответственно малые междендритные расстояния, что имеет место при модифицировании, время гомогенизации, необходимое для выравнивания ликвационной неоднородности химического состава сплава, может быть сокращено. Кроме того, время растворения эвтектической у'-фазы в процессе термообработки зависит также от междендритного расстояния: чем меньше λ, тем дисперснее островки ү'-эвтектики. Поэтому полное растворение неравновесной эвтектики происходит быстрее в сплавах с малым междендритным расстоянием. Из полученных в работе [10] значений коэффициентов диффузии для легирующих атомов и примеси следует, что минимальная их величина относится к наиболее сложнолегированным сплавам. Усиление легирования сплава тугоплавкими соединениями приводит к уменьшению коэфициентов диффузии, особенно, параметров граничной диффузии [8]. Изменение параметров граничной диффузии прежде всего может быть связано с изменением кристаллографической ширины границ зерен. Обладая высокой диффузионной проницаемостью и сравнительно низкой энергией активации миграции атомов, границы зерен обнаруживают также зависи-

мость этих параметров от угла разориентировки (θ), что связано с изменением их строения. При этом увеличение разориентации до 45° (для металлов с кубической решеткой) ведет к снижению энергии активации процесса граничной диффузии и увеличению диффузионной проницаемости границы [8]. Роль этих процессов в формировании структуры сплава также зависит от модифицирования. Так, без добавок частиц в литом металле формируются преимущественно большеугловые границы между кристаллами с $\theta = 25 - 30^\circ$. Ввод в расплав хромоникелевого сплава дисперсных частиц карбонитрида титана изменяет процесс формирования вторичных границ и приводит к образованию малоугловых разориентировок между кристаллитами с $\theta = 8 - 12^\circ$. Трансформация высокоугловых границ в малоугловые в результате модифицирования приводит к ощутимой утрате ими активности не только как мест образования центров рекристаллизации, но и как потенциальных мест образования карбидов. В процессе выдержки при длительных испытаниях в структуре наблюдается ү'-фаза в виде дискретных частиц различной фонмы. В нерекристаллизованных областях немодифицированного сплава сохраняется повышенная плотность дислокаций; выделяющиеся ү'-частицы глыбообразны и не обусловливают когерентную связь ү- и ү'-фаз. В рекристаллизованных областях модифицированного сплава выделяющиеся частицы ү'-фазы когерентны с матрицей и имеют кубическую форму оптимального размера, что свидетельствует о резком торможении рекристаллизационных процессов и обеспечении максимальной длительной прочности. Прямым следствием торможения рекристаллизации в модифицированном сплаве является также уменьшение среднего размера зерна.

Вероятно, усилением ликвационной неоднородности в немодифицированном сплаве можно объяснить более сильную зависимость размера частиц вторичной ү'-фазы в осях дендритов от скорости охлаждения. Поскольку оси дендритов в большей степени обогащаются вольфрамом, который тормозит распад твердого раствора и замедляет диффузию, то это обстоятельство способствует выделению частиц ү'-фазы меньшего размера. Количество вторичной ү'-фазы в осях также меньше в связи с ликвацией основных ү'-образующих элементов в междендритные пространства.

После модифицирования элементы, имеющие высокую склонность к ликвации перераспределяются более равномерно, обеспечивая заметное выравнивание химического состава между частицами ү'-фазы и межчастичными участками. При этом наблюдается тенденция к формированию более однородной структуры по сравнению с немодифицированным сплавом.

Таким образом, структура модифицированного сплава состоит из двух когерентно связанных фаз: γ-твердого раствора и дисперсной γ'-фазы кубической формы, однородных по составу, размеру и морфологии как в осях, так и в межосных пространствах. Параметры образований γ'-фазы и их объемная доля в модифицированном сплаве определяют повышенные прочностные характеристики и сопротивление ползучести объема зерен. При этом модифицирование активизирует диффузионные процессы в расплаве и тем самым способствует более полному устранению ликвации. Так как диффузия является основой развития процессов на границах и в объеме зерна при повышенных температурах, то можно сказать, что термическая стабильность

жаропрочных никелевых сплавов с модифицированной структурой будет возрастать. Как показали исследования, такие изменения структуры литого модифицированного сплава X10H60K10B10Ю5T3-М2Б приводят к увеличению времени до разрушения при испытаниях на длительную прочность в 2,6 – 3,4 раза, что может существенно повысить долговечность изделий газотурбинных установок.

Библиографический список

 Фаткулин, О. Х. Модифицирование жаропрочных никелевых сплавов дисперсными частицами тугоплавких соединений / О. Х. Фаткулин, А. А. Офицеров // Литейное производство. – 1993. – № 4. – С. 13–14.

2. Сабуров, В. П. Упрочняющее модифицирование стали и сплавов / В. П. Сабуров // Литейное производство. — 1998. — № 9. — С. 7—8.

3. Ерёмин, Е. Н. Центробежное электрошлаковое литье фланцевых заготовок с применением инокулирующего модифицирования / Е. Н. Ерёмин, С. Н. Жеребцов // Современная электрометаллургия. — 2004. — № 3. — С. 15–17.

4. Плазмохимический синтез нанопорошков тутоплавких соединений и их применение для модифицирования конструкционных сталей и сплавов / М. Р. Предтеченский [и др.] // Литейщик России. — 2010. — № 3. — С. 28—29.

5. Ерёмин, Е. Н. Совершенствование технологии изготовления изделий из жаропрочных сплавов / Е. Н. Ерёмин, Ю. О. Филиппов, А. Е. Ерёмин, А. С. Лосев // Технология машиностроения. – 2007. – № 6. – С. 10–11.

6. Исследование свойств порошка карбонитрида титана, полученного плазмохимическим синтезом / Е. Н. Ерёмин [и др.] // Омский научный вестник. — 2010. — № 1(85). — С. 61—64.

 Бердичевский, Г. В. Нахождение концентрации элементов при количественном спектральном микроанализе минералов / Г. В. Бердичевский // Геология и геофизика. — 1977. — № 3. — С. 153—157.

 Вокштейн, С. З. Диффузионные параметры границ фаз γ/γ' в сплаве на никелевой основе / С. З. Бокштейн // ДАН СССР. – 1980. – Т. 253. – № 6. – С. 1337.

9. Логунов, А.В. Прогнозирование влияния структурных факторов на механические свойства жаропрочных сплавов / А. В. Логунов [и др.] // Металловедение и термическая обработка металлов. — 1981. — № 6. — С. 16—20.

10. Шиняев, А. Я. Диффузионные процессы в сплавах / А. Я. Шиняев. — М. : Наука, 1975. — 225 с.

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

ФИЛИППОВ Юрий Олегович, инженер кафедры «Оборудование и технология сварочного производства».

ЕРЁМИН Андрей Евгеньевич, аспирант кафедры «Оборудование и технология сварочного производства».

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

Адрес для переписки: weld_techn@mail.ru

Статья поступила в редакцию 15.06.2012 г.

© Е. Н. Ерёмин, Ю. О. Филиппов, А. Е. Ерёмин, А. С. Лосев

Книжная полка

Копельман, Л. А. Основы теории прочности сварных конструкций : учеб пособие / Л. А. Копельман. – 2-е изд., испр. – СПб. [и др.] : Лань, 2010. – 457 с. – ISBN 978-5-8114-1065-1.

Курс лекций содержит теоретические основы расчетных методов, используемых при оценке прочности сварных конструкций при статических и циклических нагрузках. Учитывается влияние на прочность конструктивно-технологических факторов сварки, особое внимание уделяется методам, направленным на исключение катастрофических разрушений сварных конструкций при «низком уровне напряжений», т. е. при уровне напряжений, существенно ниже допускаемых по стандартным нормам расчетов на прочность этих конструкций.

Формообразующие инструменты машиностроительных производств. Инструменты общего назначения : учеб. для вузов по направлению «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» / В. А. Гречишников [и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – Старый Оскол : ТНТ, 2009.– 431 с. – ISBN 978-5-94178-158-4.

В учебнике освещены общие принципы формообразования поверхностей различного профиля, рассмотрены основные направления разработки конструкции инструментов, области их рационального применения и эксплуатации с целью повышения технического уровня, качества и конкурентоспособности обрабатываемых изделий. Даны рекомендации по использованию современных средств вычислительной техники, позволяющих повысить надежность и оптимизировать конструкцию инструмента.

И. М. КОВЕНСКИЙ К. В. КУСКОВ В. В. ПРОБОТЮК

Тюменский государственный нефтегазовый университет

ВЛИЯНИЕ ДЕФЕКТОВ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА УСТАЛОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТАЛИ 09Г2С

Проведено исследование влияния допустимых дефектов сварного шва на усталость стали 09Г2С. При испытаниях варьировали максимальное напряжение растяжения и амплитуду изменения напряжения. Установили квадратичное уравнение регрессии числа циклов до разрушения и параметров испытания.

Ключевые слова: усталость, сталь 09Г2С, сварной шов, дефект.

Согласно статистическим данным, отдельные участки магистральных нефтепроводов испытывают в год до 350 и более циклов повторных нагрузок, вызванных различными технологическими и эксплуатационными факторами: переключением насосов, нарушением технологического режима, возникновением аварий и плановых ремонтно-восстановительных работ, сезонными и суточными колебаниями температуры [1]. Это ускоряет деградацию материала трубопроводов, т.к. происходит накопление необратимых микропластических деформаций в структурно-неоднородных объемах металла, которые приводят к увеличению прочности, твердости и одновременно к уменьшению пластичности (до 20 %) и ударной вязкости (почти в 2 раза) [2-3], а следовательно, к снижению сопротивляемости стали разрушению. Сварной шов и зона термического влияния вблизи него являются наиболее протяженными структурно-неоднороднымии объемами трубопровода, в которых вероятно зарождение очага усталостного разрушения.

В работе исследовали влияние допустимых (согласно рентгенографическому контролю и нормативно-технологической документации [4-5]) дефектов сварного шва стали 09Г2С на малоцикловую усталость. Исходный материал в виде пластин размерами 500×150×8 мм (длина×ширина×толщина) по результатам испытаний на растяжение показал следующие механические характеристики: предел прочности $\sigma_{\rm B}$ = 490,2 МПа, условный предел текучести σ_{02} = 367,7 МПа, относительное удлинение δ =29,8%.

Пластины сваривали встык механизированной сваркой в среде углекислого газа и затем разрезали на образцы размером 300×30×8 мм, причем участки пластины, где начинался и заканчивался сварной шов, для испытаний не использовали.

Все подготовленные для испытаний образцы в зависимости от наличия выявленных допустимых дефектов были разделены на два условных типа:

А — с визуально различимыми допустимыми дефектами сварного шва (непровары, несплавления и подрезы глубиной до 0,4 мм);

Б — без выявленных дефектов сварного шва.

Усталостные испытания проводили на универсальной машине ЦД-20 с пульсатором Пу-10. Переменная растягивающая нагрузка от максимального напряжения растяжения σ_{max} (менее условного предела текучести образцов стали) до минимального с амплитудой изменения напряжения A_{σ} действовала вдоль оси образца (перпендикулярно сварному шву). Частота циклов нагружения составляла 10 Гц. В каждой серии использовали по 7 образцов. Результаты испытаний приведены в табл. 1.

На рис. 1 преведены характерные примеры образцов после разрушения. Поверхность разрушения представляет собой классический усталостный излом, на котором выделяются зона усталости и зона долома. Зарождение трещины происходит как в корневом шве (рис. 1а - вверху на внутренней поверхности излома), так и в зоне термического влияния (на верхней поверхности образца вблизи облицовочного шва (внизу рис. 1б)). Зарождение усталостной трещины происходит вблизи непроваров, несплавлений и подрезов. В дальнейшем трещина может ветвиться в нескольких направлениях, а также могут возникать новые трещины вблизи других концентраторов напряжения. В изломе образцов типа Б были обнаружены внутренние и приповерхностные дефекты размером до 200 мкм, вблизи которых зарождалась усталостная трещина. Во всех случаях разрушение носит вязкий характер, область разрушения деформирована, удлинение составляет не более 1,5 % относительно рабочей длины образпа.

Сравнение результатов испытаний серий образцов 1—11, 3—12, 4—14, 6—13, 9—15 показывает, что образцы без выявленных перед испытаниями дефектов сварного шва выдерживали в 2—5 раз большее число циклов изменения нагрузки до разрушения. Причем наибольшее повышение выносливости наблюдается при «жестких» условиях испытания: максимальном напряжении растяжения 330 МПа и амплитуде изменения напряжения 36 МПа.

С помощью программы STATISTICA 6.1 (коэффициент множественной корреляции равен 0,95, p-уровень 0,01) рассчитали уравнение регрессии

Таблица 1

ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК № 3 (113) 2012

Параметры усталостных испытаний

№ серии	Тип образцов	Максимальное напряжение растяжения σ _{max} , МПа	Амплитуда изменения напряжения А _σ , МПа	Количество циклов до разрушения N·10 ⁻³
1		330	36	16,0
2		330	27	35,0
3	A— с визуально различимыми допустимыми дефектами сварного шва	330	18	125,0
4		330	16	150,0
5		283	23	97,0
6		250	36	50,7
7		250	27	97,6
8		250	18	250,3
9		205	36	57.2
10		205	18	323,5
11		330	36	83,0
12		330	18	348,0
13	 b — без выявленных дефектов сварного шва 	250	36	95,7
14		250	18	433,2
15		205	36	126,8



Рис. 1. Излом сварного соединения после усталостных испытаний (а — образец серии № 9, б — образец серии № 12)

между количеством циклов до разрушения образца и параметрами испытаний:

для образцов типа A-

$$N = 1,06165 \cdot 10^{6} - 2162,0 \cdot \sigma_{max} - 30250,0 \cdot A_{\sigma} + 2,0 \cdot \sigma_{max}^{2} + 379,0 \cdot A_{\sigma}^{-2},$$

для всех образцов (А+Б) —

$$\begin{split} \mathrm{N} &= 0,9269122 \cdot 10^6 + 1897, 2 \cdot \sigma_{\max} - 61158, 7 \cdot \mathrm{A_{\sigma}} - \\ &- 5, 0 \cdot \sigma_{\max}^2 + 928, 7 \cdot \mathrm{A_{\sigma}}^{-2}. \end{split}$$

Геометрическая интерпретация уравнений представлена на рис. 2.

Анализ уравнения и рис. 2 показывает значительное влияние амплитуды изменения напряжения на количество циклов до разрушения образцов: увеличение A_{σ} кратно уменьшает N. Этот вывод подтверждают данные экспериментальных исследований и математической обработки при сравнении результатов испытаний серий образцов различных типов: 1-4, 6-8, 9-10, 11-12, 13-14 и т.д. (табл. 1). Величина амплитуды изменения напряжения в 5-9 % практически не влияет на количество циклов до разрушения образца, которое может составлять более $1,2\cdot10^5$ при испытаниях образцов с визуально различимыми допустимыми дефектами сварного шва. Естественно, что повышение максимального напряжения растяжения снижает количество циклов до разрушения сварного соединения, и это особенно заметно при малых значениях амплитуды изменения напряжения (рис. 2).

Также были вычислены β -коэффициенты, которые позволяют оценить величину вклада каждой независимой переменной σ_{max} и A_{σ} в зависимую N.

Итоги регрессии	для	зависимой	переменной	Ν
-----------------	-----	-----------	------------	---

Параметр	Для образцов типа А			Для всех образцов			
параметр	β-коэффициент	Стандартная ошибка β	р-уровень	β-коэффициент	Стандартная ошибка β	р-уровень	
Свободный член			0,122173			0,379161	
$\sigma_{\rm max}$	-1,13033	2,444513	0,663222	0,76223	3,156684	0,814074	
A _σ	-2,51121	1,648613	0,188202	-4,14501	2,610809	0,143452	
$\sigma^2_{\rm max}$	0,57537	2,441935	0,823073	-1,09917	3,150020	0,734368	
A_{σ}^{2}	1,68019	1,650832	0,355474	3,39263	2,619868	0,224432	



Рис. 2. Графическая интерпретация уравнения корреляции количества циклов до разрушения образов с максимальным напряжением растяжения σ_{max} и амплитудой изменения напряжения A_{σ} : а — для образцов вида A, б — для образцов обоих типов

Результаты расчета (табл. 2) показали, что параметр **σ**_{max} имеет весовой коэффициент примерно в 2,5 раза больший, чем А_σ, для образцов типа *А*. При анализе всех образцов величина максимального напряжения растяжения имеет ещё больший вес в математической модели.

Полученное уравнение регрессии позволяет оценить остаточный ресурс трубной конструкции, который может быть достаточно велик, так как с момента зарождения трещины до разрушения сталь 09Г2С выдерживает еще примерно 6 – 10 тысяч циклов в зависимости от амплитуды изменения напряжения. В течение этого времени зарождающийся очаг разрушения будет выявлен при плановых мониторингах и приняты своевременные меры для ремонта дефектного участка.

Выводы

1. Оценено влияние сварного шва на длительность сопротивления трубной стали 09Г2С переменным растягивающим нагрузкам: количество циклов до разрушения образцов с качественным сварным соединением уменьшается более чем на 40 % по сравнению с цельными, а при наличии допустимых дефектов до 0,4 мм — в 5–12 раз.

2. Получено уравнение регрессии второго порядка, устанавливающее зависимость между количеством циклов до разрушения образца и максимальным напряжением растяжения, а также амплитудой изменения напряжения усталостных испытаний. Уравнение позволяет определить остаточный ресурс трубопроводов.

Библиографический список

 Гумеров, А. Г. Безопасность длительно эксплуатируемых магистральных нефтепроводов / А. Г. Гумеров, Р. О. Гумеров, К. М. Гумеров. — М. : Недра-Бизнесцентр, 2003. — 310 с.

2. Гумеров, А. Г. Старение труб нефтепроводов / А. Г. Гумеров, Р. С. Зайнуллин, К. М. Ямалеев. — М. : Недра, 1995. — 222 с.

3. Трещиностойкость металла труб нефтепроводов / А. Г. Гумеров [и др.]. — М. : Недра-Бизнесцентр, 2001. — 231 с.

4. ВСН 012-88[•] (Миннефтегазстрой). Строительство магистральных и промысловых трубопроводов. Контроль качества и приемка работ. Ч. 1. — М., 1998. — 60 с.

5. СНиП III-42-80°. Магистральные трубопроводы. Правила производства и приемки работ. — М., 2001. — 33 с.

КОВЕНСКИЙ Илья Моисеевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Материаловедение и технология конструкционных материалов».

Адрес для переписки: imkoven@tsogu.ru

КУСКОВ Константин Викторович, аспирант кафедры «Материаловедение и технология конструкционных материалов».

Адрес для переписки:: lisii@bk.ru

ПРОБОТЮК Владимир Викторович, кандидат технических наук, заведующий кафедрой высшей математики.

Статья поступила в редакцию 21.06.2012 г. © И. М. Ковенский, К. В. Кусков, В. В. Проботюк

А. П. МОРГУНОВ А. А. ФЁДОРОВ А. П. ЧУМАКОВ

Омский государственный технический университет

ОАО «КБ транспортного машиностроения», г. Омск

ПОЛУЧЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКИХ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ СТАЛИ 40ХН2МА УДАРНО-АКУСТИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКОЙ В СРЕДЕ ЗАЩИТНЫХ ГАЗОВ

В статье описан метод, повышающий износостойкость поверхностного слоя и параметры шероховатости путем модифицирования ударно-акустической обработкой в среде защитного газа — азота.

Ключевые слова: твердая смазка, износостойкость поверхностного слоя, металлоплазма, аморфизация поверхностного слоя.

Повышение износостойкости поверхности деталей машин является одним из ключевых направлений при проектировании, изготовлении и эксплуатации объектов машиностроения. Известно, что в результате изнашивания поверхностей детали первоначальные их свойства изменяются в сторону ухудшения. Эти изменения, в конечном счете, приводят к потере работоспособности узла и машины в целом. Известно также, что упрочнение приповерхностного слоя материала детали значительно повышает ее износостойкость.

Перспективными методами повышения износостойкости являются методы, связанные с аморфизацией поверхностного слоя деталей машин, так как аморфная структура материала обладает высокой твердостью и, следовательно, высокой прочностью [1]. Наконец, некоторые из аморфных сплавов являются в высшей степени износостойкими и коррозионностойкими [1 – 2]. Способ обработки, позволяющий получить объёмную микропластичность, А. В. Телевной назвал ударно-акустическим (УАО). Это один из методов, позволяющий получать в поверхностном слое высокопрочные аморфные шлейфы. Принцип ударно-акустической обработки основан на ультразвуковых колебаниях, передаваемых от концентратора к индентору-инструменту.

Ультразвуковые колебания представляют собой упругие волны, распространяющиеся в какой-либо материальной среде — в газах, жидкостях, твёрдых телах. Колеблющийся источник звука периодически сжимает непосредственно примыкающие к нему частицы среды, которые передают это сжатие следующему прилегающему слою, и волны сжатия, чередуясь с волнами разряжения, проходят через пространство, занимаемое данной средой [3-4]. Скорость этого распространения зависит от плотности и упругости среды. Особенностями ультразвуковых колебаний являются их направленность и возможность фокусирования энергии на сравнительно небольшую площадь рабочего инструмента.

Основными величинами, характеризующими гармоническое волновое движение, являются длины волны λ и амплитуда колебаний А.

Для улучшения износостойкости поверхностей тяжелонагруженных деталей проводилась ударноакустическая обработка в среде защитного газа азота. Однако этот метод требует дополнительного изучения, с целью выявления зависимостей момента трения и износостойкости в целом от режима обработки.

Суть предлагаемого процесса по насыщению микрообъемов материала детали азотом [5] заключается в следующем: ультразвуковой инструмент с цилиндрическим сегментом из твёрдого сплава производит обработку детали в режиме ударного сканирования, при этом в зону контакта инструмента и детали подается газ — азот [6 – 7].

Для подтверждения гипотезы о том, что подача азота в зону обработки приведет к улучшению износостойкости поверхностей деталей, были проведены специальные исследования.

Объектом исследования является технология упрочнения приповерхностного слоя образцов цилиндрической формы изготовленных из стали 40ХН-2MA (HB 225 – 320) в виде маркированных роликов диаметром 40 мм и шириной 12 мм (ГОСТ). Все образцы были обезжирены спиртом и разделены на три партии.

Первая партия обрабатывалась УАО с внедрением твердой смазки. В качестве твердой смазки использовали дисульфид молибдена MoS₂ [8]. Суспензию из MoS₂ и керосина приготавливали в соотношении 1:3. Технологическую суспензию перед обработкой наносили кистью [9].

Вторая партия также обрабатывалась УАО с внедрением твердой смазки. Отличие заключалось в том,

что технологическая суспензия наносилась не кистью, а распылялась из аэрографа с помощью сжатого компрессором воздуха. Технологическая суспензия в этом случае готовилась в соотношении 1:7, так как суспензия с соотношением 1:3 слишком густая и плохо продувается через аэрограф. Суспензия заливалась в бачок аэрографа.

Третья партия обрабатывалась УАО с внедрением твердой смазки, которая в виде технологической суспензии продувалась через аэрограф азотом, а не сжатым воздухом [10]. Это было сделано для того, чтобы исключить возможность попадания кислорода в зону обработки. Давление азота на входе в аэрограф не должно превышать 0,50 МПа. Если давление превышало указанное значение, то это приводило к чрезмерному разбрызгиванию суспензии, в результате чего повышался ее расход. Когда давление опускалось ниже 0,50 МПа, поток суспензии становился нестабильным, так как это давление не создавало хорошую эжекцию. Обработку проводили при следующих технологических режимах: усилие поджатия ультразвукового инструмента Рст=100 Н (оптимальное для сталей), подача — 0,05 мм/об., частота вращения шпинделя — 31,5 об./мин, давление азота — 0,50 МПа, частота колебаний ультразвукового инструмента — 18±1,35 кГц. После обработки образцы промывались в спирте и высушивались на воздухе.

В качестве оборудования для исследования износостойкости использовали машину трения ИИ 5018. На аналитических весах DL-200 осуществлялись замеры массы образцов до и после испытаний.

Описание экспериментальной установки ИИ 5018.

Машина трения ИИ 5018 (рис. 1) предназначена для испытания материалов на трение и износ, для изучения процессов трения и износа металлов и их сплавов, жестких конструкционных пластмасс и композитов. Согласно классификации, данная машина трения относится к группе машин с переменной площадью контакта. Изменение площади контакта происходит как из-за упругой деформации деталей, так и вследствие износа поверхностей при испытаниях. Площадь контакта зависит от нагрузки, скоростей скольжения и качения и от упругих характеристик материалов. Истирание пары испытываемых образцов, прижатых друг к другу силой Р, осуществляется по рекомендуемой в инструкции схеме: измеряется момент трения, отсчет количества оборотов вала нижнего образца, усилие прижима испытываемых образцов.

Аналитические весы DL-200 (рис. 2) предназначены, главным образом, для точных взвешиваний при выполнении анализов в научно-исследовательских институтах и заводских лабораториях. Кроме того, весы могут применяться для обычного взвешивания в пределах до 220 г с точностью 0,001 г. Перед началом взвешивания весы устанавливались по пузырьковому уровню. Все взвешивания проводились в противосквозняковом боксе с целью исключения влияния давления ветра на результат измерения.

После обработки трёх партий образцов ударноакустическим методом испытывали их на машине трения ИИ 5018. Трение осуществлялось между поверхностями роликов по ролику с фиксированным коэффициентом проскальзывания 15±2 %. Контртелом являлись ролики из стали ШХ15 (HRC 50), рабочая поверхность которых имеет выпуклость, описанную по радиусу, что позволяет создавать высокие удельные нагрузки в зоне трения при максимально возможной нагрузке 2000 Н в механизме



Рис. 1. Машина трения ИИ 5018: 1 — ограждение; 2 — станина; 3 — панель управления; 4 — механизм нагружения; 5 — каретка; 6 — маховик перемещения каретки; 7 — маховик механизма нагружения



Рис. 2. Аналитические весы DL-200

нагружения. Испытания роликов проводились в режиме сухого трения по схеме диск — диск. Износостойкость проверяли методом весового износа.

Условия испытаний: частота вращения образца $n_{_{BP}} = 200$ об./мин; образцы из стали 40XH2MA (HB 225 – 320); контртело — ролик из стали ШХ15 (HRC 50), сила прижима $P_{_{Harp}} = 150$ H.

По результатам испытаний образцов построим графики зависимостей (рис. 3, 4).

Анализ зависимостей свидетельствует о том, что образцы после обработки с помощью предлагаемого процесса — в среде азота имеют более высокий уровень износостойкости, меньший момент трения, чем образцы после ударно-акустической обработки с внедрением твердой смазки без подачи азота в зону

ΔU, г.







в процессе износа образцов: 1— ударно-акустическая обработка с внедрением дисульфида молибдена, 2— предлагаемый метод с подачей азота в зону обработки

обработки. Предлагаемая технология существенно повышает задиростойкость и снижает склонность к схватыванию по сравнению с необработанными деталями. На рис. 5 представлены два ролика после испытания на износ. На необработанном ролике (справа) во время испытаний уже через 2,5 минуты появились задиры и характерный звук, свидетельствующий о схватывании образца и контртела. След износа шириною 3 мм имеет черный цвет с многочисленными следами микросварки, отслаивания и выкрашивания. Обработанный по предлагаемой технологии ролик (слева) даже после 30 минут испытаний имеет след износа шириной 1,5 мм без схватывания и микросварки.

Применение предлагаемой технологии упрочнения деталей из стали 40XH2MA показало, что повышение износостойкости поверхностного слоя наблюдается преимущественно при нагнетании азота в зону обработки. Эта технология позволяет отказаться от ряда трудоемких, дорогостоящих финишных операций (полирование, хонингование, суперфиниширование) и некоторых видов химико-термической обработки.

Библиографический список

1. Аморфные металлические сплавы / отв. ред. Ф. Е. Люборский ; пер. с англ. — М. : Металлургия, 1987. — 584 с.



Рис. 5. Ролики после испытания на износ: необработанный — справа, обработанный с помощью предлагаемой технологии слева

2. Кравцов, В. И. Технологическое обеспечение долговечности и коррозионной стойкости машин / В. И. Кравцов. – Фрунзе : Кыргызстан, 1981. – 132 с.

Марков, А. И. Ультразвуковая обработка материалов /
 А. И. Марков. — М. : Машиностроение, 1980. — 237 с.

4. Марков, А. И. Ультразвуковое резание труднообрабатываемых материалов / А. И. Марков. — М. : Машиностроение, 1968. — 365 с.

5. Мейер, К. Физико-химическая кристаллография / К. Мейер ; пер. с нем. — М. : Металлургия, 1972. — 480 с.

6. Моргунов, А. П. Получение коррозионностойких поверхностных слоёв сталей нанометаллургией / А. П. Моргунов, А. А. Фёдоров // Прогрессивные технологии в современном машиностроении : сб. ст. Междунар. науч.-техн. конф. – Пенза, 2007. – С. 6–7.

7. Моргунов, А. П. Получение сверхтвёрдых аморфных поверхностных слоёв сталей нанометаллургией / А. П. Моргунов, А. А. Фёдоров // Динамика систем, механизмов и машин : материалы VI науч.-техн. конф. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2007. — Кн. 2. — С. 373—377.

8. Телевной, А. В. Технологические процессы повышения конструкционной прочности деталей машин : учеб. пособие / А. В. Телевной, В. А. Телевной. — Омск : ОмГТУ, 1993. — 122 с.

9. Телевной, А. В. Нанометаллургический процесс на основе объемной микропластичности / А. В. Телевной, А. А. Фёдоров // Омский научный вестник. — 2006. — № 3(36). — С. 104—107.

10. Чумаков, А. П. Повышение конструкционной прочности поверхностного слоя ударно-акустическим методом с внедрением твёрдой смазки и подачей азота в зону обработки / А. П. Чумаков // Омский научный вестник. — 2011. — № 1(97). — С. 38—40.

МОРГУНОВ Анатолий Павлович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Технология машиностроения» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), академик Европейской академии естествознания.

ФЁДОРОВ Алексей Аркадьевич, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Технология машиностроения» ОмГТУ.

ЧУМАКОВ Алексей Павлович, мастер электросталеплавильного участка ОАО «КБ транспортного машиностроения».

Адрес для переписки: <u>alexeychumakow@mail.ru</u>

Статья поступила в редакцию 30.05.2012 г. © А. П. Моргунов, А. А. Фёдоров, А. П. Чумаков

Ф. Н. ПРИТЫКИН Е. А. ЧУКАВОВ

Омский государственный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СТРУКТУРЫ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НЕЗАМКНУТЫХ МЕХАНИЗМОВ МАНИПУЛЯТОРОВ НА ИХ ПОКАЗАТЕЛИ МАНЕВРЕННОСТИ ПРИ СИНТЕЗЕ ДВИЖЕНИЙ ПО ВЕКТОРУ СКОРОСТЕЙ

В работе исследуются с помощью аналитических расчетов количественные оценки показателей маневренности пространственных механизмов манипуляторов при наличии двигательной избыточности. Исследовано влияние кинематической структуры и геометрических параметров механизмов манипуляторов на показатели маневренности при виртуальном моделировании движений по вектору скоростей.

Ключевые слова: пространственные механизмы манипуляторов, двигательная избыточность при синтезе движений по вектору скоростей, показатели маневренности манипуляторов.

Оценка функциональных возможностей робототехнических устройств при наличии кинематической избыточности остается актуальной задачей. Данные исследования могут быть использованы при синтезе кинематических схем манипуляторов при формировании множества допустимых компоновок технологического оборудования. Одним из параметров, характеризующих указанные функциональные возможности роботов, является маневренность, обеспечивающая подвижность механизма при неподвижном захвате [1]. В работах [2, 3] приведены методы определения количественных оценок маневренности незамкнутых механизмов манипуляторов, движения которых моделируются с использованием метода построения движений по вектору скоростей. В данных работах исследована двигательная избыточность, под которой понимается разность между фактическим уровнем подвижности и минимальным числом степеней подвижности, необходимым для реализации конкретного движения. Однако в указанных работах не исследована маневренность в зависимости от кинематической структуры незамкнутых пространственных механизмов манипуляторов.

Исследуем различные незамкнутые пространственные механизмы манипуляторов и их параметры маневренности, определяемые в соответствии с заданной линейной системой уравнений, задающей взаимосвязь обобщенных скоростей со скоростями выходного звена манипулятора [1]. Условимся размерности вектора обобщенных скоростей $Q(\phi_1, \phi_2, ..., \phi_n)$ и вектора скоростей выходного звена $V(V_{x'}, V_{y'}, V_{z'}...)$ задавать соответственно параметрами *n* и *r*. В многомерном пространстве обобщенных скоростей Q_n для случая, когда r < n, указанная линейная система уравнений определяет р-плоскость Г, размерность которой равна *p=n-r*. Степень двигательной избыточности при синтезе движений манипулятора при этом задает параметр р. Для однозначности установления отображения V = f(Q) в работе использован известный критерий, основанный на минимизации квадратичного функционала объема движения. В соответствии с этим критерием в *p*-плоскости Г при р≥1 для значения вектора V однозначно определяется точка $M^Q \in \Gamma$, имеющая наименьшее удаление от начала координат O^Q многомерного пространства Q_n. Здесь и в дальнейшем верхний индекс ^о означает принадлежность точек многомерному пространству Q_n . Для задания положения произвольной точки N^Q в *p*-плоскости Γ используется р-мерный репер с началом, совпадающим с точкой M^Q. Орты **Q**₁₁, **Q**₁₂, ..., **Q**_{1p}, задающие направления осей этого репера в пространстве $Q_{n'}$ определяются коэффициентами уравнений *р* гиперплоскостей Σ₁, $\Sigma_{_{2'}}$..., $\Sigma_{_{D'}}$ перпендикулярных гиперплоскостям, определяемым системой линейных уравнений и проходящих через начало координат O^Q. Мгновенные состояния механизма манипулятора задает точка $N^Q \in \Gamma$, которая определяется векторным уравнением [2]:

$$Q = Q_M + \sum_{i=1}^{p} k_i m Q_{1i} , \qquad (1)$$

где \mathbf{Q}_{M} — вектор, задающий точку $M^{Q} \in \Gamma$; k_{1} , k_{2} , ..., k_{p} — координаты точки N^{Q} в *p*-плоскости Γ ; m — длина единичного отрезка репера *p*-плоскости Γ . Обозначим величину, которая определяет точное





Рис. 2. Механизмы М3-2-6-2 и М3-2-6-2-2: а — изображение кинематической схемы механизма М3-2-6-2 ; б — графики-функции Q^{o6}=f(I) при φ.=45, φ.=50, φ.=45, φ.=50, φ.=1 и при φ.=45, φ.=50, φ.=50, φ.=50, *p*=2



Рис. 1. Механизмы M3-2-3-2 и M3-2-3-2: а — изображение кинематической схемы механизма M3-2-3-2; б — графики-функции Q⁶⁶=f(l) при φ₁=45, φ₂=50, φ₃=45, φ₄=50, p=1 и при φ₁=45, φ₂=50, φ₃=45, φ₄=50, p=2



ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК № 3 (113) 2012

механ M3232

M32322

M3262

M32622

M38362

M383622

13÷37

90÷315

1÷17

13÷53

3÷23

37÷219

Таблица 1 Значения параметров, характеризующих маневренность

0,09÷0,46

 $0.35 \div 0.86$

0,02÷0,22

0,11÷0,35

0,06÷0,21

0,18÷0,6

9÷18

 13.8 ± 34

2,5÷4,5

7÷13.4

1,8÷4,4

12,1÷22,5

Обозначение механизма K_i Q_n^{o6} λ_i Q_{mn}^{xyz} (град. + см) (град. + см) (см)	для механизмов, имеющих различные модели кинематических цепей							
	Обозначение механизма	K_i	$Q_n^{ m of}$ (град. + см)	λ _i (град. + см)	$Q_{mn}^{ m xyz}$ (CM)	μ		

8÷25

 $17 \div 37$

0,25÷11

6,8÷20

1,5÷18

14÷37

2,47÷2,7

 $0.59 \div 0.86$

1,29÷2,51

 $1.9 \div 2.91$

1,89÷3,17

0,86÷1,98



Рис. 4. Реализации значений векторов Q: а — для механизма М3232 при l, =20 см; б — механизма M383622 при I_i =120 см

число конфигураций (число точек N^Q из области $Q^{\delta} \in \Gamma$ многомерного пространства Q_{p}) параметром K_i [3]. Область Q^{δ} задаёт точки, удовлетворяющие заданным погрешностям реализаций δ. В работе при проведении исследований значение параметра принято δ≤3 см. Данное значение, как правило, обеспечивает перемещение технологического инструмента роботом по заданной траектории при нанесении покрытий. Направление вектора V при проведении исследований принято параллельным оси О₀у₀ неподвижной системы координат. Размерность указанного вектора в работе равна трем, т.е. ориентация выходного звена при синтезе движений не учитывается. При этом $V_x=0$, $V_y=3$ см/с, $V_z=0$.

На рис. 1а, 2а и 3а заданы кинематические схемы пространственных механизмов манипуляторов имеющих четыре степени подвижности. Условимся открытые механизмы обозначать МЗ-2-3-2, МЗ-2-6-2, и т.д. Числа обозначений задают соответственно порядок кодов используемых преобразований систем координат при задании геометрических моделей механизмов роботов принятые в работах [3, 4]. Механизмы МЗ-2-3-2, МЗ-2-6-2 и МЗ-8-3-6-2, изображенные на рис. 1а, 2а и 3а, имеют степень двигательной избыточности, равную одному. Механизмы МЗ-2-3-2-2, M3-2-6-2-2 и M3-8-3-6-2-2 получены добавлением к указанным ранее механизмам одного звена с использованием кинематической пары, код которой равен двум. Количественные оценки маневренности будем вычислять по следующим зависимостям [2, 3]:

$$Q^{o\delta} = \sum_{i=1}^{n} \Delta \varphi_{i}; \quad Q_{n}^{o\delta} = \left(\sum_{i=1}^{n} \Delta \varphi_{i}\right) / n; \quad \lambda_{i} = Q^{o\delta} / K_{i},$$
 (2)

$$Q_{mn}^{xyz} = \left(\sum_{j=1}^{3} \sum_{i=1}^{mn} \left(x_{ji}^{max} - x_{ji}^{min} \right) \right) / m_n; \ \mu = Q_{mn}^{xyz} / \sum_{i=1}^{mn} l_i.$$
(3)

Параметр Q_n^{ob} определяет средний объем движения приходящегося на одну степень подвижности, полученный при реализации значений векторов Q (1) из области Q^{δ} . Реализации находятся следующими соотношениями $\phi_{i}^{H} = \phi_{i+} \phi_{i'}$ где ϕ_{i}^{H} — новые значения обобщенных координат, $\phi_i \approx \Delta \phi_i$ компоненты вектора **Q**. $\Delta \phi_i$ — разность максимальных и минимальных значений обобщенных координат для множества К. Заметим, что единицей измерения параметра Q_n^{ob} в работе приняты сантиметры и градусы, т. е. сумма поступательных смещений в кинематических парах измеряется в сантиметрах, а угловых вращений в градусах. Значение параметра λ_i отражает удельное

изменение объема движения, приходящееся на одну конфигурацию множества K_i . Параметр Q_{mn}^{xyz} характеризует способность изменять положение узловых точек механизма робота вдоль осей неподвижной системы координат O_o . X_{ii}^{mix} , X_{ii}^{min} — максимальные и минимальные значения координат узловых точек механизма манипулятора в системе O_o при реализации значений векторов (1) из области Q^{δ} ; j — номер координаты в системе O_0 (1 $\leq j\leq$ 3); i — номер узловой точки механизма манипулятора; mn — число узловых точек механизма манипулятора, равное числу матриц m_n , используемых при задании геометрической модели механизма робота [4].

Анализ реализаций мгновенных состояний показал, что значения параметров Q_n^{ob} , Q_{mn}^{xyz} в значительной степени не зависит от ориентации вектора скоростей выходного звена V при значениях 5≤φ≤175. На рис. 1б, 2б и 3б представлены графики-функции, отражающие влияние длин звеньев манипулятора на значения параметра Q^{ob} . Из анализа графиков-функций видно, что с увеличением длин звеньев механизмов показатели маневренности манипулятора снижаются. В таблице приведены значения показателей маневренности для механизмов манипуляторов, имеющих различную структуру кинематических цепей. Анализ результатов расчетов, приведенных в табл. 1, показывает, что наибольшие значения показателей маневренности имеют механизмы МЗ-2-3-2-2 и МЗ-8-3-6-2-2 ($Q_{n}^{o \delta}~=17\div37$, μ = 0,35 \div 0.86 , $Q_{mn}^{xyz}~=13,8\div$ $\div~34$ M $\mathit{Q}_{n}^{\scriptscriptstyle o \delta}$ = $14 \div 37$, μ = 0,18 \div 0,37 , $\mathit{Q}_{mn}^{\scriptscriptstyle xyz}$ = 121 \div 22,5). Параметр µ характеризует среднее смещение узловых точек с учетом суммарной длины звеньев механизма. Механизмы, имеющие поступательные кинематические пары, имеют показатели маневренности более низкие по сравнению с механизмами, где используются только вращательные кинематические пары. Анализ значений параметра λ_i, представленных в таблице, показывает необходимость изменения длины единичного отрезка m соотношения (1) для различных механизмов роботов при синтезе движений по вектору скоростей.

На рис. 4 представлены реализации значений векторов \boldsymbol{Q} на горизонтальной и фронтальной проекциях для механизмов М3-2-3-2 при $l_i = 20$ см и механизма М383622 при $l_i = 120$ см.

Библиографический список

 Кобринский, А. А. Манипуляционные системы роботов / А. А. Кобринский, А. Е. Кобринский. – М. : Наука. 1985. – 343 с.

2. Притыкин, Ф. Н. Графическое представление маневренности интеллектуального мобильного робота с помощью анализа многообразий точек пространства мгновенных скоростей изменения обобщенных координат / Ф. Н. Притыкин // ГрафиКон-2002 : тр. XII Междунар. конф., 16–18 сентября 2002 г. – Н. Новгород, 2002. – С. 64–70.

3. Притыкин, Ф. Н. Геометрическое моделирование процессов адаптивного управления движением мобильных и стационарных роботов в организованных средах : моногр. / Ф. Н. Притыкин. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2006. – 120 с.

4. Притыкин, Ф. Н. Методы и технологии виртуального моделирования движений адаптивных промышленных роботов с использованием средств компьютерной графики / Ф. Н. Притыкин // Мехатроника, автоматизация, управление. – 2011. – № 6. – С. 34–41.

ПРИТЫКИН Фёдор Николаевич, доктор технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры «Инженерная геометрия и САПР» Омского государственного технического университета (ОмГТУ). Адрес для переписки: pritykin@mail.ru **ЧУКАВОВ Евгений Александрович**, аспирант кафедры «Инженерная геометрия и САПР» ОмГТУ, начальник сектора по конструированию мобильных комплексов ОАО «Омский научно-исследовательский институт приборостроения». Адрес для переписки: chuk_evgeniy@mail.ru

Статья поступила в редакцию 22.05.2012 г. © Ф. Н. Притыкин, Е. А. Чукавов

Книжная полка

Тракторы и автомобили. Конструкция : учеб. пособие для вузов по специальности «Механизация переработки сельскохозяйственной продукции» / О. И. Поливаев [и др.]; под ред. О. И. Поливаева. – М. : КНОРУС, 2010. – 251 с. – ISBN 978-5-406-00355-8.

Изложены общие сведения о конструкции отечественных и зарубежных тракторов и автомобилей сельскохозяйственного назначения, агротехнические требования, пути снижения вредного воздействия движителей тракторов и автомобилей на почву и повышения технико-экономических свойств; представлены классификация, маркировка и эксплуатационные свойства топлив, смазочных материалов и специальных жидкостей, применяемых в тракторах и автомобилях сельскохозяйственного назначения; даны основы технического обслуживания механизмов тракторов и автомобилей и изложены тенденции развития современных тракторов и автомобилей.

Денисов, А. С. Практикум по технической эксплуатации автомобилей : учеб. пособие для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» направления подгот. «Эксплуатация наземного транспорта и транспортного оборудования» / А. С. Денисов, А. С. Гребенников. – М. : Академия, 2012. – 271 с. – ISBN 978-5-7695-7183-1.

Приведены практические и лабораторные работы по основным разделам курса «Техническая эксплуатация автомобилей». Основное внимание уделено вопросам диагностирования технического состояния элементов ДВС, силовых агрегатов, ходовой части и тормозных систем автомобилей. Содержит конкретные методические рекомендации и примеры расчетов по разделу теоретических основ технической эксплуатации автомобилей.

Тюменский государственный нефтегазовый университет

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРОВ СТАНКОВ-КАЧАЛОК

Разработаны математические модели способов обработки зубчатых колес на базе дискового инструментального колеса, которые доказывают возможность теоретически точного формообразования зубчатых колес. Проведены исследования станочного зацепления, на основе которых создана методика проектирования инструментов и изготовлены опытные партии шеверов. Экспериментальные исследования показали, что процесс шевингования позволяет в 1,5—2,5 раза повысить точность и в 5—10 раз снизить шероховатость рабочих поверхностей зубьев.

Ключевые слова: математическая модель, дисковое инструментальное колесо, шевер, станочное зацепление, эксперимент, процесс шевингования, точность колес.

В настоящее время в приводе станков-качалок при добыче нефти широкое распространение нашли цилиндрические редукторы с передачами Новикова. Изготовление зубчатых пар передач Новикова на ремонтно-сервисных предприятиях, занимающихся обслуживанием станков-качалок, не соответствует современным требованиям и достижениям в области производства зубчатых колес цилиндрических передач Новикова. Это проявляется как при технологическом обеспечении процесса зубообработки, так и при метрологическом обеспечении производства колес. Указанные причины являются определяющими, которые сказываются на невысокой долговечности и надежности работы данных передач, произведенных на ремонтных предприятиях севера Тюменской области.

В Тюменском государственном нефтегазовом университете на протяжении ряда лет проводятся работы по совершенствованию технологического и метрологического обеспечения производства зубчатых колес цилиндрических передач Новикова. К настоящему времени доказано, что с помощью дискового инструмента (шевера, зубчатого хона, накатника) возможно теоретически точное формообразование боковой поверхности зубьев колеса передач Новикова практически со всеми исходными контурами, которые нашли применение к настоящему времени. Для зубчатых передач с исходными контурами ЮТЗ-65 и НИИМ и ПМ-5А были спроектированы инструменты — шеверы и процесс шевингования был опробован как в лабораторных, так и заводских условиях и принят к внедрению на ряде предприятий.

При аналитическом доказательстве возможности обработки колес передач Новикова использовался обобщенный исходный контур, представленный на рис. 1. С ним связана система координат $S_p(X_{p'}Y_p)$. Цифрами в кружках обозначены номера участков исходного контура. Переход от обобщенного исходного контура к конкретному исходному контуру осуществляется путем соответствующего задания параметров исходного контура. Уравнения производящей поверхности зубьев рейки в проекциях на

оси координатной системы S_p представлены в следующем виде:

криволинейные участки:

Y

$$X_{pi} = \rho_{i} \sin \upsilon_{i} + b_{i}$$

$$Y_{pi} = \rho_{i} \cos \upsilon_{i} + c_{i}$$

$$Z_{pi} = u_{i}$$
(1)

прямолинейные участки:

$$X_{pi} = (\tau_i - \varpi) \cos \alpha_0$$

$$Y_{pi} = (\tau_i - \varpi) \sin \alpha_0 + f_i$$

$$Z_{pi} = u_i$$
(2)

где v_i, т_i и u_i — независимые параметры *i*-го участка производящей поверхности, $\rho_{i'}$, $b_{i'}$, c_i — радиус и координаты центра кривизны круговых участков исходного контура в системе координат $S_{_{p'}}$ $lpha_{_0}$ угол профиля прямолинейного участка, ϖ_i — расстояние от начала прямолинейного участка до делительной прямой.

При выборе геометро-кинематической схемы (ГКС) станочного зацепления и обоснования возможности ее использования для обработки колес необходимо учитывать ряд условий:

— геометрия инструмента должна быть сопоставима по сложности с геометрией обрабатываемых колес;

 – ГКС должна воспроизводиться на современном оборудовании;

- ГКС должна удовлетворять условию универсальности;

— ГКС должна обеспечивать в станочном зацеплении коэффициент перекрытия, достаточный для реализации методов свободного обката.

Финишная обработка зубчатых колес может реализоваться как по схеме винтового зацепления, так и по схеме зацепления пары колес при параллельных осях. Зубья инструмента могут быть либо прямыми, либо косыми.

При доказательстве возможности теоретически точного образования зубьев колес цилиндрических передач Новикова применялись методы одно- и двух-



Рис. 1. Обобщенный исходный контур

параметрического формообразования поверхностей, разработанные в теории зубчатых зацеплений [1, 2]. Уравнения боковой поверхности зуба инструмента, полученного с помощью производящей поверхности рейки в системе координат, связанной с инструментом, когда ось Z_u является осью вращения, для круговинтовых участков выглядят следующим образом:

$$X_{ui} = (\rho_{i}sin\upsilon_{i} + b_{i} - r_{u} - X_{u})cos \psi_{u} + + (\rho_{i}sin\upsilon_{i} + b_{i} - X_{u})cos \beta_{u}ctg\upsilon_{i}sin\psi_{u} Y_{ui} = -(\rho_{i}sin\upsilon_{i} + b_{i} - r_{u} - X_{u})sin\psi_{u} + + (\rho_{i}sin\upsilon_{i} + b_{i} - X_{u})cos \beta_{u}ctg\upsilon_{i}cos\psi_{u} Z_{ui} = -\rho_{i}cos\upsilon_{i}sin\beta_{u} + (b_{i} - X_{u})cos\beta_{u}ctg\beta_{u}ctg\upsilon_{i} - - c_{i} / sin\beta_{u} + r_{u}\psi_{u}ctg\beta_{u}$$

$$(3)$$

где β_u — угол наклона зубьев инструмента, r_u — делительный радиус инструмента, X_u — смещение исходного контура инструмента.

Уравнения боковой поверхности зуба колеса, образованного с помощью производящей поверхности рейки в системе координат, связанной с колесом, когда ось Z_k является осью вращения, для круговинтовых участков, имеют вид:

$$X_{ki} = (\rho_{i}\sin\upsilon_{i} + b_{i} + r_{u} + X_{k})\cos\psi_{u} - -(\rho_{i}\sin\upsilon_{i} + b_{i} + X_{k})\cos\beta_{k}ctg\upsilon_{i}\sin\psi_{k}$$

$$Y_{ki} = (\rho_{i}\sin\upsilon_{i} + b_{i} - r_{k} + X_{k})\sin\psi_{k} + + (\rho_{i}\sin\upsilon_{i} + b_{i} + X_{k})\cos\beta_{k}ctg\upsilon_{i}\cos\psi_{k}$$

$$Z_{ki} = -\rho_{i}\cos\upsilon_{i}\sin\beta_{k} + (b_{i} + X_{k})\cos\beta_{k}ctg\beta_{k}ctg\upsilon_{i} - -c_{i} / \sin\beta_{k} + r_{k}\psi_{k}ctg\beta_{k}$$

$$(4)$$

где
 β_k — угол наклона зубьев колеса, r_k — делительный радиус ко
леса, X_k — смещение исходного контура колеса.

Формообразование боковых поверхностей зубьев колес K с помощью производящих поверхностей инструментального колеса U осуществлялось по схеме винтового зацепления при наличии двух независимых параметров относительного движения инструмента: поступательного перемещения S и вращательного движения ϕ_k . Было доказано, что при выбранной схеме формообразования инструмента боковая поверхность зубьев колес воспроизводится теоретиче-

ски точно и описывается системой уравнений (4). Следовательно, на базе такой математической модели возможна разработка финишных способов (шевингование и абразивное хонингование) обработки колес передач Новикова.

Для финишной обработки колес широкое применение нашли инструменты в виде зубчатых колес, реализующие метод огибания без жесткой кинематической связи в станочном зацеплении при коэффициенте перекрытия больше единицы. Это достигается применением колеса либо инструмента со смещением исходного контура. На основе созданной математической модели станочного зацепления и проведенных исследований была разработана методика проектирования инструментов в виде зубчатого колеса (шевера, хона) и изготовлены опытные партии шеверов с исходными контурами ЮТЗ-65 и НИИМ и ПМ-5А, фотографии которых представлены на рис. 2.

Экспериментальные работы по оценке эффективности шевингования колес передач Новикова проводились в четыре этапа:

1-й этап — выбор рациональных режимов при одностороннем способе шевингования колес; 2-й этап — оценка эффективности одностороннего способа шевингования колес при рациональных режимах обработки; 3-й этап — оценка эффективности двухстороннего способа шевингования колес в производственных условиях; 4-й этап — оценка эффективности двухстороннего способа шевингования колес в лабораторных условиях при рациональных режимах обработки.

На 1-м и 2-м этапах использовался шевер с исходным контуром ЮТЗ-65. На 3-м и 4-м этапах — с исходным контуром НИИМ и ПМ-5А. Способ шевингования зубчатых колес передач Новикова реализован на существующем технологическом оборудовании, предназначенном для обработки эвольвентных колес. В качестве примера на рис. 3 показан момент шевингования колес передач Новикова с исходным контуром НИИМ и ПМ-5А.

Для объективной оценки результатов экспериментов отклонения точностных параметров зубчатых колес были подвергнуты статистической обработке путем восстановления функции плотности распределения случайной величины [3, 4]. Результаты



Рис. 2. Шеверы с исходными контурами: а — ЮТЗ-65 и б — НИИМ и ПМ-5А



Рис. 3. Шевингование колес с исходным контуром НИИМ и ПМ-5А

Таблица 1

Показатели в мкм	Фрезерованных колес	D_{φ}	Шевингованных колес	$D_{ m m}$	Х* _ф ∕ Х* _ш	D _ф ∕ D _ш		
Первая серия опытов по обработке зубчатых колес								
$\begin{array}{l} F_{rr} \\ V_{pr} \\ V^{np}_{pxr} \\ V^{^{n}_{pxr}} \end{array}$	88,2≤107,6≤127 50,4≤59,5≤68,6 34,8≤48,1≤61,4 39,8≤51,0≤62,1	38,8 18,2 26,6 22,3	77,0≤92,3≤107,5 42,9≤51,3≤59,7 41,3≤49,8≤58,2 35,7≤44,0≤52,4	30,5 16,8 16,9 16,7	1,17 1,16 0,97 1,16	1,27 1,08 1,57 1,34		
Вторая серия опытов по обработке вал-шестерен								
$F_{rr} V^{np}_{pxr} V^{\Lambda}_{pxr}$	68,3≤94,2≤120, 27,5≤37,9≤48,3 28,6≤38,6≤48,6	51,9 20,8 20,0	30,8≤38,8≤46,9 19,3≤30,5≤41,7 18,0≤25,3≤32,6	16,1 22,4 14,6	2,43 1,24 1,53	3,22 0,93 1,37		
Третья серия опытов по обработке зубчатых колес								
F_{rr} F_{pr} V_{pr}	42,7≤69,4≤96,0 24,2≤41,0≤57,8 12,8≤21,3≤29,7	53,3 33,6 16,9	12,4≤29,8≤47,1 12,4≤23,9≤35,4 5,8≤8,4≤10,9	34,7 23,0 5,1	2,33 1,72 2,54	1,54 1,46 3,31		

Доверительные интервалы показателей точности в предположении нормального закона распределения случайной величины при двухстороннем риске 5 %

Таблица 2

Доверительные интервалы показателей точности после восстановления эмпирического закона распределения случайной величины при двухстороннем риске 5 %

Показатели в мкм	Фрезерованных колес	D_{φ}	Шевингованных колес	D _m	Х* _ф / Х* _ш	D _ф ∕ D _ш			
	Первая серия опытов по обработке зубчатых колес								
$\begin{array}{c} F_{rr} \\ V_{pr} \\ V^{np}_{\ pxr} \\ V^{^{n}pxr} \end{array}$	51,8≤104,0≤170 36,1≤57,6≤91,2 16,5≤46,1≤107, 17,0≤52,5≤98,6	118, 55,1 90,7 81,6	42,2≤82,6≤144,0 22,2≤49,7≤74,1 15,2≤47,3≤73,7 17,6≤43,1≤70,4	102, 51,9 58,5 52,8	1,26 1,16 0,97 1,22	1,16 1,06 1,55 1,55			
	Втрая серия опытов по обработке вал-шестерен								
$\begin{array}{c} F_{rr} \\ V^{np}_{pxr} \\ V^{\Lambda}_{pxr} \end{array}$	23,0≤81,0≤202, 7,4≤32,8≤82,8 11,9≤30,4≤84,6	179, 75,4 72,7	21,1≤42,9≤85,8 5,9≤22,6≤90,9 5,8≤21,6≤51,5	64,7 85,0 45,7	1,89 1,45 1,41	2,77 0,89 1,59			
Третья серия опытов по обработке зубчатых колес									
$\begin{array}{c} F_{rr} \\ F_{pr} \\ V_{pr} \end{array}$	32,3≤56,7≤108, 14,9≤32,7≤62,1 9,4≤17,8≤31,4	75,6 47,2 22,0	13,7≤27,8≤57,8 5,7≤20,3≤43,0 4,2≤8,0≤12,8	44,1 37,3 8,6	2,04 1,61 2,23	1,71 1,27 2,56			



Рис. 4. Плотность вероятности наибольшей разности окружных шагов колес



Рис. 5. Плотность вероятности радиального биения колес

проведенных лабораторных и заводских испытаний шевингования колес с исходным контуром НИИМ и ПМ-5А (этапы 3 и 4) представлены в табл. 1 и 2 после их статистической обработки. В этих таблицах $X^*_{\ \mu}$ и $X^*_{\ m}$ — средние значения контролируемых параметров колес после фрезерования и шевингования соответственно при нормальном законе распределения случайной величины и медианы при восстановленном эмпирическом законе в мкм, $D_{\ p}$ и $D_{\ m}$ — диапазоны рассеяния случайной величины в мкм, $F_{\ rr}$ — радиальное биение зубчатого венца, $V_{\ pr}$ — наибольшая разность окружных шагов колес, $V^{\ np}_{\ pxr}$ и $V^{\ np}_{\ pxr}$

отклонение осевых шагов по нормали по правой и левой сторонам зубъев колес, F_{pr} — накопленная погрешность окружного шага. В последних двух колонках таблицы приведены отношения величин, которые позволяют количественно оценить исправляемость колес после шевингования.

Некоторые результаты математической обработки результатов эксперимента в виде графиков представлены на рис. 4 и 5.

Лабораторные и заводские испытания шевингования колес передач Новикова позволяют сделать следующие выводы: 1. Шевингование при оптимальных режимах улучшает точностные показатели колес в 1,5-2,5 раза по сравнению с точностными показателями фрезерованных колес, а также значительно уменьшает разброс этих величин.

2. После шевингования значительно уменьшается шероховатость рабочих поверхностей зубьев (с $R_z 10 - 20$ у фрезерованных до $R_a 1,25 - 0,4$ у шевингованных).

Библиографический список

Литвин, Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф. Л. Литвин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Наука, 1968. – 584 с.
 Ерихов, М. Л. Применение принципа огибания с двумя независимыми параметрами к анализу и синтезу зубчатых

независимыми параметрами к анализу и синтезу зубчатых зацеплений : дис. ... канд. техн. наук / М. Л. Ерихов. — Л., 1965. — 180 с.

УДК 621.01

3. Силич, А. А. О финишных методах обработки зубчатых колес цилиндрических передач Новикова / А. А. Силич, М. Л. Ерихов, Л. М. Голофаст // G-96 : Междунар. науч.-техн. конф. – Познань, 1996. – С. 317–321.

4. Силич, А. А. Разработка геометрической теории проектирования передач Новикова и процесса формообразования зубъев колес : автореф. ... д-ра. техн. наук / А. А. Силич. – Ижевск, 1999. – 32 с.

СИЛИЧ Александр Анатольевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры технологии машиностроения. Адрес для переписки: kafedra_tm@tsogu.ru

Статья поступила в редакцию 11.04.2012 г. © А. А. Силич

> А. И. СМЕЛЯГИН И. В. ЮХНЕВИЧ

Кубанский государственный технологический университет, г. Краснодар

СТРУКТУРНЫЙ СИНТЕЗ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОСТЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ ВИБРОПЕРЕМЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Показано, что традиционные рычажные исполнительные механизмы (ИМ) виброперемешивающих устройств (ВПУ) не обеспечивают рациональные законы движения рабочих органов. Используя структурные математические модели механизмов и машин, предлагается оригинальный метод структурного синтеза простого ИМ ВПУ. Синтезирован новый ИМ ВПУ, у которого амплитуда колебаний рабочего органа не зависит от структуры и мощности привода, и проведен его кинематический анализ.

Ключевые слова: виброперемешивающие устройства, рычажные механизмы, исполнительный механизм, структурный синтез, структурная математическая модель, кинематический анализ, метод замкнутых векторных контуров.

Высокое качество многих продуктов, получаемых в ходе химических реакций, может быть обеспечено только при необходимом уровне тепломассообмена, который обеспечивается главным образом перемешивающими устройствами.

В [1] показано, что наилучшие условия для тепломассообмена достигаются в виброперемешивающих устройствах (ВПУ), что позволяет сократить время протекания многих процессов в 1,5 – 2,0 раза, удельные капитальные и эксплуатационные затраты в 1,2 – 1,8 раза, а также улучшить качество получаемых продуктов по сравнению с применением классических перемешивающих устройств.

Рядом авторов [2, 3] указано на перспективность применения кривошипно-ползунных, кулисных и других рычажных механизмов в качестве исполнительных механизмов (колебательного привода) в аппаратах с ВПУ. Однако непосредственное использование простых рычажных механизмов в ВПУ затруднено из-за того, что размеры кривошипа, определяющие в этих устройствах амплитуду колебаний рабочего органа, обусловлены не требованиями технологического процесса, а передаваемой приводом мощностью. Это чаще всего приводит к тому, что амплитуда колебаний рабочих органов таких ИМ неоптимальна для осуществления требуемого технологического процесса.

Для обеспечения оптимальных режимов перемешивания синтезируем ИМ ВПУ, у которого амплитуда колебаний рабочих органов не будет явно зависеть от размеров кривошипа.

Структурный синтез исполнительного механизма ВПУ. Синтез исполнительного механизма ВПУ проведем, используя методы и структурные математические модели, разработанные в [4].

Для синтеза структурной схемы ИМ ВПУ воспользуемся структурной математической моделью, которая имеет вид:

$$\begin{cases} p = \frac{1}{2} \left(\sum_{t=T-j}^{2} tn_{t} + s \right) \\ n = \sum_{t=T-j}^{T} n_{t} \\ W = \sum_{i=1}^{T-1} ip_{i} - k\Pi \\ k = p - n \\ p = \sum_{i=1}^{T-1} ip_{i} \\ T \le k + 1, \end{cases}$$
(1)

где p — общее число кинематических пар; T — количество вершин базового звена; t — число вершин звеньев; n — общее число подвижных звеньев; n_i — число подвижных звеньев с t вершинами; p — общее число кинематических пар; p_i — число кинематических пар; p_i — число кинематических пар; n_i — число кинематических пар; n_i — подвижности; k — число независимых замкнутых контуров; Π — подвижность пространства, в котором синтезируется механизм; S — число присоединений к стойкам; i = 1, 2, 3, 4, 5 — целочисленный индекс; j = 0, 1, 2, ... — целочисленный индекс.

Сформулируем начальные условия синтеза.

Так как желательно, чтобы ИМ ВПУ был простым, то пусть он:

существует в трёхмерном (M=3) трёхподвижном пространстве;

— будет одноподвижным (W=1);

— имеет два независимых замкнутых контура (k=2);

— имеет трехвершинное базовое звено (T=3).

После подстановки начальных условий в (1), модель ИМ примет вид:

$$\begin{cases} p = 1/2 \cdot (3n_3 + 2n_2 + s) \\ n = n_3 + n_2 \\ p = p_1 + p_2 \\ 2 = p - n \\ 1 = p_1 + 2p_2 - 6 \\ 3 \le 2 + 1. \end{cases}$$
(2)

После ряда преобразований (2) получим финишную структурную модель синтезируемого ИМ

$$\begin{cases}
4 = n_3 + s \\
n = n_3 + n_2 \\
p = p_1 + p_2 \\
p - n = 2 \\
p + p_2 = 7 \\
3 \le 2 + 1.
\end{cases}$$
(3)

Очевидно, что в синтезируемом механизме число звеньев, кинематических пар и присоединений к стойке должно быть целым положительным числом. Следовательно, все решения модели (3) должны быть целочисленными.

Исследования модели (3) показали, что она имеет восемь вариантов решения, которые удовлетворяют начальным условиям синтеза. Эти решения, соответственно, имеют вид:

$$\begin{array}{l} n_{3}=1; \ p_{2}=1; \ s=3; \ p=6; \ n=4; \ p_{1}=5; \ n_{2}=3; \\ n_{3}=2; \ p_{2}=1; \ s=2; \ p=6; \ n=4; \ p_{1}=5; \ n_{2}=2; \\ n_{3}=3; \ p_{2}=1; \ s=1; \ p=6; \ n=4; \ p_{1}=5; \ n_{2}=1; \\ n_{3}=1; \ p_{2}=2; \ s=3; \ p=5; \ n=3; \ p_{1}=3; \ n_{2}=2; \\ n_{3}=2; \ p_{2}=2; \ s=2; \ p=5; \ n=3; \ p_{1}=3; \ n_{2}=1; \\ n_{3}=3; \ p_{2}=2; \ s=1; \ p=5; \ n=3; \ p_{1}=3; \ n_{2}=0; \\ n_{3}=1; \ p_{2}=3; \ s=3; \ p=4; \ n=2; \ p_{1}=1; \ n_{2}=1; \\ n_{3}=2; \ p_{2}=3; \ s=2; \ p=4; \ n=2; \ p_{1}=1; \ n_{2}=0. \end{array}$$

Проведенный анализ полученных решений показал, что конструктивно наиболее просто обеспечивает необходимый режим работы ВПУ исполнительный механизм, соответствующий первому решению.

Согласно этому решению, исполнительный механизм должен иметь:

— одно трехвершинное звено ($n_3 = 1$);

— три двухвершинных звена (n₂=3)

— одну двухподвижную кинематическую пару ($p_2 = 1$);

— пять одноподвижных кинематических пар (p₁=5);

— четыре подвижных звена (n=4);

— три присоединения к стойке (s=3).

Найдем общее число возможных разновидностей ИМ, соответствующих этому решению.

В соответствии с [4] общее число *С* возможных разновидностей ИМ определится

$$C = q^u, \qquad (4)$$

где *и* — число кинематических пар, входящих в механизм, образуемых из *q* видов кинематических пар.

При создании исполнительного механизма, с целью получения проверенной и надежной конструкции, будем использовать только вращательные и поступательные одноподвижные кинематические пары, а так же двухподвижное зубчатое зацепление. Тогда из формулы (4) найдем число возможных разновидностей структурных схем синтезируемого ИМ

$$C = 3^6 = 729.$$

То есть существует семьсот двадцать девять возможных вариантов структурных схем ИМ ВПУ.

Проведенный анализ этих возможных схем показал, что для синтеза ИМ ВПУ реально подходит только структурная схема, приведенная на рис. 1.

Видно, что синтезированный механизм состоит из последовательно соединенных между собой простых механизмов, а именно, шарнирного четырёхзвенника и зубчато-реечного механизма.

Шарнирный четырёхзвенник преобразует вращательное движение кривошипа в возвратно-вращательное движение коромысла (зубчатого сектора), и затем зубчато-реечный механизм трансформирует возвратно-вращательное движение зубчатого сектора в возвратно-поступательное (колебательное) движение рейки (штока), на которой жестко закрепляются рабочие органы ВПУ.

Из схемы синтезированного ИМ (рис. 1) видно, что амплитуда колебаний штока 4 (рабочего органа ВПУ) определяется не только длиной кривошипа, но и размерами шатуна, коромысла и зубчатого зацепления. Следовательно, подбирая правильно эти размеры, можно всегда получить определяемую из условий обеспечения оптимального режима переме-



исполнительного механизма ВПУ: *A*, *B*, *C*, *D* — вращательные кинематически пары; *E* — зубчатое зацепление; *F* — поступательная кинематическая пара; 1 — кривошип; 2 — шатун;

3 — коромысло-зубчатый сектор; 4 — рейка-шток

шивания амплитуду колебаний рабочих органов ВПУ.

Кинематический анализ исполнительного механизма ВПУ. Синтезированный механизм образован в результате последовательного объединения шарнирного четырехзвенника и зубчатого механизма (зубчатый сектор — рейка). Следовательно, чтобы исследовать кинематику этого механизма, целесообразно предварительно проанализировать кинематику механизмов, его образовавших.

Кинематический анализ шарнирного четырехзвенника проведем методом замкнутых векторных контуров в соответствии с [5] (рис. 2).

Уравнение замкнутости векторного контура шарнирного четырехзвенника имеет вид:

$$l_1 + l_2 + l_3 = l_0$$
, (5)

 l_1, l_2, l_3, l_0 — вектора, соответственно, лежащие на звеньях 1, 2, 3, 0.

Проецируя (4) на оси х и у, получим

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 = l_0 \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 = 0, \end{cases}$$
(6)

где ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3 — углы, между осью х и соответствующими звеньями; l_1, l_2, l_3 — длины соответственно звеньев 1, 2, 3; l_0 — расстояние между шарнирами А и D.

Введем следующие обозначения:

$$q = l_0 - l_1 \cos \varphi_1$$
$$u = l_1 \sin \varphi_1$$
$$c = \frac{q^2 + u^2 - l_3^2 + l_2^2}{2ql_2}$$
$$a = \frac{q^2 + u^2 + l_3^2 - l_2^2}{2ql_3}$$
$$tgv = \frac{u}{q}.$$

В соответствии с принятыми обозначениями, после ряда преобразований (6) примет вид

$$\begin{cases} \varphi_2 = \arccos(c \cdot \cos v) - v \\ \varphi_3 = -\arccos(a \cdot \cos v) - v. \end{cases}$$
(7)

Продифференцировав (6) по времени *t*, найдем угловые скорости и ускорения звеньев 2 и 3:



Рис. 2. Кинематическая модель шарнирного четырехзвенника

$$\omega_2 = -\omega_1 \frac{l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}; \qquad (8)$$

$$\omega_{3} = -\omega_{1} \frac{l_{1} \sin(\phi_{2} - \phi_{1})}{l_{3} \sin(\phi_{2} - \phi_{3})};$$
(9)

$$\varepsilon_{2} = \frac{\omega_{1}^{2} l_{1} \cos(\varphi_{1} - \varphi_{3}) + \omega_{3}^{2} l_{3} + \omega_{2}^{2} l_{2} \cos(\varphi_{2} - \varphi_{3})}{- l_{2} \sin(\varphi_{2} - \varphi_{3})};$$
(10)

$$\varepsilon_{3} = \frac{\omega_{1}^{2} l_{1} \cos(\varphi_{1} - \varphi_{2}) + \omega_{2}^{2} l_{2} + \omega_{3}^{2} l_{3} \cos(\varphi_{2} - \varphi_{3})}{l_{3} \sin(\varphi_{2} - \varphi_{3})}, \quad (11)$$

где $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$ — соответственно угловые скорости и ускорения соответствующих звеньев.

Кинематические зависимости между углом поворота зубчатого сектора и перемещением рейки (штока) имеют вид:

$$S_4 = \varphi_3 \cdot r_3; \tag{12}$$

$$V_4 = \omega_3 \cdot r_{3i} \tag{13}$$

$$a_4 = \varepsilon_3 \cdot r_{3}, \tag{14}$$

где $S_{4'}\;V_{4'}\;a_4$ — соответственно перемещение, скорость и ускорение рейки; r_3 — радиус зубчатого сектора.

Таким образом, используя (7—14), определим все кинематические параметры любых звеньев и точек синтезированного механизма.

Итак, синтезирован новый исполнительный механизм виброперемешивающих устройств, у которого амплитуда колебаний рабочего органа не зависит от структуры и мощности привода, и проведен его кинематический анализ.

Библиографический список

1. Бажин, В. Т. Разработка и исследование электромагнитной мешалки / В. Т. Бажин, А. А. Литвинова // Электромагнитные машины ударного действия. — Новосибирск : ИГД СО АН СССР, 1978. — С. 101—103.

2. А. с. 233616 СССР МПК В01F9/18. Вибромешалка / О. А. Хан, Ю. А. Гущин, Н. Пиков. — № 1045259/23-26 ; заявл. 24.12.65 ; опубл. 24.12.68, Бюл. №3. — 2 с.

3. Смелягин, А. И. Синтез и исследование машин и механизмов с электромагнитным приводом / А. И. Смелягин. – Новосибирск : Новосибирский университет, 1991. – 249 с.

4. Смелягин, А. И. Структура механизмов и машин / А.И.Смелягин. – М.: Высш. шк., 2006. – 304 с.

5. Гордиенко, Э. Л. Кинематическое исследование шарнирного четырехзвенника аналитическим методом. Методические указания к выполнению лабораторной работы № 2 по курсу «Теория механизмов и машин» / Э. Л. Гордиенко, Н. А. Лазарев. — Донецк : ДонНТУ, 2005. — 10 с.

СМЕЛЯГИН Анатолий Игоревич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теоретической механики. Адрес для переписки: <u>asmelyagin@yandex.ru</u> ЮХНЕВИЧ Илья Владимирович, аспирант кафедры теоретической механики. Адрес для переписки: bkmz1988@mail.ru

Статья поступила в редакцию 04.06.2012 г. © А. И. Смелягин, И. В. Юхневич

УДК 631.33:656.137

А. П. СОЛОМКИН О. В. МЯЛО

Омский государственный аграрный университет им. П. А. Столыпина

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ВЫНОСА ОПЕРАЦИЙ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ТРАКТОРОВ ЗА ПРЕДЕЛЫ НАПРЯЖЕННОГО ПЕРИОДА ПОЛЕВЫХ РАБОТ

В статье дан алгоритм расчетов вероятности неверного определения безотказной работы трактора. Применив вероятностные характеристики распределения ошибок измерения по нормальному закону и показателей безотказности трактора по закону Вейбулла, представляется возможным определить риски при эксплуатации трактора в напряженные периоды полевых работ.

Ключевые слова: техническое обслуживание, трактор, машинно-тракторные агрегаты, отказ, диагностируемый узел, вероятность определения.

В напряженные периоды сельскохозяйственных работ (посев, уборка и др.), от выполнения которых в сжатые сроки зависят урожайность и доходность сельскохозяйственного предприятия, возникает необходимость останавливать машинно-тракторные агрегаты на техническое обслуживание, объемы которого возрастают пропорционально объемам выполненных сельскохозяйственных работ. При этом возникает противоречие: если вовремя не провести техническое обслуживание, в особенности сложные и трудоемкие ТО-2 и ТО-3, то возрастает интенсивность отказов, машинно-тракторный парк вынужденно простаивает на ремонте и теряется урожай, а если проводить техническое обслуживание вовремя, то количество отказав уменьшается, но возрастают простои на техническом обслуживании и также теряется урожай. Золотую середину здесь найти сложно, и механизатор, работающий на тракторе, как правило, принимает решение в пользу выполнения полевых работ в ущерб профилактике, что ведет к преждевременному износу техники. Чтобы устранить это противоречие, ранее была разработана и внедрена в сельскохозяйственное производство система технического обслуживания машин по принципу календарного планирования. Суть системы сводится к тому, что сложные технические обслуживания ТО-2 и ТО-3, которые следовало бы проводить в напряженные периоды сельскохозяйственных работ, проводят до их наступления, когда тракторы простаивают [1, 2]. При этом предполагалось, что, проведя предстоящие TO-2 и TO-3 с применением средств диагностики, будут исключены не только простои на техническом обслуживании, но и на устранении отказов в периоде, когда нужно достигнуть максимума производительности при выполнении сельскохозяйственных работ. При этом в качестве критерия целесообразности принят эффект Э, полученный от проведения TO-2 и TO-3 (TO-2 выполняется также в объеме TO-3) до проведения сельскохозяйственных работ, который равен [1, 2]:

$$\Theta = C_1 + C_2 - C_{3'}$$
 (1)

где C_1 и C_2 — затраты, связанные с сокращением простоев техники на техническом обслуживании и устранении отказов в предстоящем напряженном периоде полевых работ; C_3 — дополнительные затраты, связанные с увеличением объемов работ на техническое обслуживание и диагностирование тракторов до наступления напряженного периода.

Однако, как показала практика, при кажущейся простоте критерия целесообразности, он не учитывает ряд важных факторов, которые снижают эффективность этой прогрессивной формы технического обслуживания МТП, и, главное, не известно, проработает ли машина, выполняя предстоящий объем полевых работ, без возникновения отказов. Не появятся ли «фиктивные отказы» при проведении



Рис. 1. Ситуация $Sx\overline{y}$:

а — номинальное значение параметра; в — допустимое без ремонта значение параметра;
 ав — поле допуска; х — истинное значение параметра состояния Х узла или агрегата трактора;
 у — измеренное значение этого параметра с помощью диагностического прибора;
 т — величина ошибки измерения

технического обслуживания? Это зависит, прежде всего, от точности измерения диагностических параметров и вероятности безотказной работы составных частей трактора, что не учитывается в зависимости (1). Как учесть эти обстоятельства и как повлияют вероятностные характеристики процессов на величину упомянутых выше эффектов? Обозначим за х — истинное значение параметра, а у — результат измерения этого же параметра с помощью диагностического прибора.

При этом: *f(x)* — плотность распределения параметра состояния узла трактора, например, зазора в сопряжении коленчатый вал — коренной подшипник (параметр X);

τ=(y−x) — ошибка измерения параметра;

 $f(\tau)$ — плотность распределения ошибок измерения;

х и у — случайные независимые величины.

В результате измерения величины х параметра X по показаниям диагностического прибора считываем результат измерения *у*.

При этом возможны следующие ситуации:

Sx — значение х находится в пределах допуска изменения параметра (например, номинального и допустимого зазора в сопряжении);

 $S\overline{x}$ — значение \overline{x} находится вне границ поля допуска;

Sy — результат измерения у находится в пределах границ поля допуска;

 $S\overline{\mathbf{y}}$ — результат измерения $\overline{\mathbf{y}}$ находится вне границ поля допуска.

Событие со значением х параметра X и результат измерения у попарно совместимые. Тогда возможны следующие сложные события:

Sxy — значение *x* и результат измерения *y* находятся в пределах поля допуска (зазора в сопряжении);

 $S\overline{\mathbf{x}\overline{\mathbf{y}}}$ — значение $\overline{\mathbf{x}}$ и результат измерения $\overline{\mathbf{y}}$ находятся вне границ поля допуска.

В обоих случаях делается верное заключение о состоянии узла.

 $S_{X\overline{Y}}$ — значение х находится в пределах поля допуска, а \overline{y} результат измерения — вне его;

Sxy — значение x находится вне границ поля допуска, а у результат измерения — в границах.

Эти события составляют полную систему, и суммарная ее вероятность равна единице:

$$P(xy) + P(S\overline{xy}) + P(S\overline{xy}) + P(S\overline{xy}) = 1.$$
 (2)

Вероятности P(xy) и $P(S\overline{xy})$ — это вероятности верного определения состояния диагностируемого узла, а $P(S\overline{xy})$ и $P(S\overline{xy})$ — неверного. Для товаропроизводителя, использующего машину, важно знать риски от необнаруженных отказов $P(Sx\overline{y})$ и $P(S\overline{xy})$. Для их выяснения, например, $P(Sx\overline{y})$ рассмотрим событие *S*. Пусть известна условная вероятность $P(S/\tau)$ — появление события *S* при условии, что событие τ уже произошло (ошибка замера). Тогда по формуле полной вероятности можно записать [3]:

$$P(Sx\overline{y}) = \int P\{Sx\overline{y}/\tau\} f(\tau) d\tau,$$
(3)

где $f(\tau)$ — плотность распределения ошибок измерения.

Условная вероятность $P\{S_{X\overline{Y}}/\tau\}$ должна определяться при фиксированном значении τ (ошибка замера уже состоялась).

В зависимости от исходов инструментального определения технического состояния объекта τ может быть больше или равно нулю τ≥0 или т≤0.

Рассмотрим случаи для параметров технического состояния, значение которых при работе составной части машины увеличиваются, например: расход картерных газов при износе двигателя, увеличение зазоров в сопряжении (случай I) (рис. 1), либо значения параметров уменышается, например, давление впрыска топлива при износе распылителей форсунок, давление, создаваемое топливным насосом (случай II) (рис. 1).

Таким образом, для случая I при т≥0 (рис. 1. I) при фиксированном т:

$$P\{Sx\overline{y} \neq \tau\}_{\tau \ge 0} = \int_{B-\tau}^{B} f_1(x) dx .$$
 (4)

Для случая II при т≤0 (рис. 1. II)

$$P\left\{Sx\overline{y} \neq \tau\right\}_{\tau \leq 0} = \int_{a}^{a-\tau} f_1(x) dx .$$
 (5)

В первом случае вероятность того, что значение х будет находиться в пределах поля допуска (a, b), а результат измерения y — вне его, соответствует вероятности того, что x меньше или больше ($b-\tau$). Во втором случае складывается идентичная картина, только верхним пределом интегрирования будет меньшее ($a-\tau$). Чтобы перейти к полной вероятности $P(Sx\overline{y})$ (формула 3) и следуя работе [3], интегрируя при b>a (случай I), получим:

$$P(Sx\overline{y}) = \int_{B-\tau}^{B} f_1(x) dx \times \int_{0}^{B} f_2(\tau) d\tau \Big|_{\tau>0}, \qquad (6)$$

где $f_2(\tau) d\tau$ — функция распределения ошибок измерения.



Для случая II *Р(Sx™)* будет иметь вид:

$$P(Sx\overline{y}) = \int_{a}^{a-\tau} f_1(x) dx \times \int_{B-a}^{0} f_2(\tau) d\tau \mid_{\tau<0}.$$
 (7)

Ситуация, когда результат измерения находится в поле допуска (*a*, *b*) изменения параметра технического состояния составной части трактора, а истинное его значение — вне его, может быть представлена для случаев (I, II) в виде (рис. 2).

Условная вероятность $P(xy/\tau)$ при фиксированном τ равна для I случая (рис. 2):

$$P(S\overline{x}y \neq \tau)_{\tau<0} = \int_{B-\tau}^{B} f_1(x) dx.$$
 (8)

Для случая II (рис. 2):

$$P(S\overline{x}y \neq \tau)_{\tau \geq 0} = \int_{a-\tau}^{a} f_1(x) dx.$$
 (9)

По формуле полной вероятности для I случая:

$$P(S\overline{x}y) = \int_{B-\tau}^{B} f_1(x) dx \times \int_{0}^{B-a} f_2(\tau) d\tau.$$
 (10)

Для случая II:

$$P(S\overline{x}y) = \int_{a-\tau}^{a} f_1(x) dx \times \int_{0}^{B-a} f_2(\tau) d\tau.$$
 (11)

В связи с изложенным выше, вероятность неверного определения состояния диагностируемого узла для первого случая равна:

$$P(Sx\overline{y}) + P(S\overline{xy}) = \int_{B-\tau}^{B} f_1(x) dx \times \int_{0}^{B} f_2(\tau) d\tau_{\tau>0} + \int_{B-\tau}^{B} f_1(x) dx \times \int_{-(B-\alpha)}^{0} f_2(\tau) d\tau.$$
 (12)

Для второго случая:

$$P(Sx\overline{y}) + P(S\overline{x}y) = \int_{a}^{a-\tau} f_1(x)dx \times \int_{-(B-a)}^{0} f_2(\tau)d\tau + \int_{a-\tau}^{a} f_1(x)dx \times \int_{0}^{B-a} f_2(\tau)d\tau.$$
 (13)

Дальнейшее использование полученных зависимостей конкретизируется законами распределения измеряемого параметра *f*(*x*) и ошибками измерения *f*(τ). Наиболее вероятными из них являются нормальный закон и закон распределения Вейбулла. Нормальный закон целесообразно использовать для характеристики ошибок измерений и параметров технического состояния узлов и агрегатов при $V = \frac{\sigma}{m} \leq$

≤ 0,3 (V — коэффициент вариации), а закон Вейбулла — характеристики параметров технического состояния узлов и агрегатов, как правило, связанных с износом деталей, где обычно V>0,3. Плотности этих распределений соответственно имеют вид:

$$f(\tau) = \frac{1}{\sigma_{\tau}\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\tau_{x}-\tau)^{2}}{2\sigma_{\tau}^{2}}},$$
 (14)

$$F(\mathbf{x}) = \frac{B}{a} \left(\frac{\mathbf{x}}{a}\right)^{B-1} e^{-\left(\frac{\mathbf{x}}{a}\right)^{B}},$$
 (15)

где σ_{τ} , $\bar{\tau}$ — среднеквадратичное отклонение и математическое ожидание ошибок измерений (или параметров технического состояния σ_x и m_x при $V \leq 0,3$), *в* и *а* — параметры распределения закона Вейбулла, *x* — текущее значение параметра технического состояния узла и агрегата трактора, *е* — основание натурального логарифма.

Для практической реализации обобщенных зависимостей (12,13) используем закон распределения (14, 15) и введем понятия:

— номинальное значение параметра $X_{_{H'}}$ соответствующее состоянию диагностического параметра узла новой машины (в поле допуска это «*a*» рис. 1, 2);

 X_g — допустимое значение параметра, при котором еще не требуется восстановление отказа (в поле допуска это «в»);

X_n — предельное его значение при полностью изношенных деталях, в результате чего возникает отказ;

 δ_0 — минимальный допуск, соответствующий допустимому остаточному ресурсу от X_a до X_a .

Тогда при использовании нормального закона распределения для ошибок измерения (т) и закона Вейбулла для распределения параметров технического состояния узлов и агрегатов трактора при расширяющихся значениях параметров в результате износа, вероятность неверного определения состояния диагностируемого узла будет равна:

$$P\left(Sx\overline{y}\right) + P\left(S\overline{x}y\right) = \int_{B-\tau}^{B} f_1 x dx \left[\int_{0}^{B} f_2(\tau) d\tau + \int_{-(B-a)}^{0} f_2(\tau) d\tau\right] =$$
$$= \int_{B-\tau}^{B} \frac{B}{a} \left(\frac{x}{a}\right)^{B-1} e^{-\left(\frac{x}{a}\right)^{B}} dx \times$$
$$\times \left[\int_{0}^{B} \frac{1}{\sigma_{\tau} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\tau_x - \bar{\tau})^{2}}{2\sigma\tau^{2}}} d\tau + \int_{-(B-a)}^{0} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\tau}} e^{-\frac{(\tau_x - \bar{\tau})^{2}}{2\sigma\tau^{2}}} d\tau\right] =$$
$$= \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\tau}} \int_{B-\tau}^{B} \frac{B}{a} \left(\frac{x}{a}\right)^{B-1} e^{-\left(\frac{x}{a}\right)^{B}} dx \times$$

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

$$\times \left[\int_{0}^{B} e^{\frac{(\tau_{x}-\tau)^{2}}{2\sigma\tau^{2}}} d\tau + \int_{-(B-a)}^{0} e^{\frac{(\tau_{x}-\tau)^{2}}{2\sigma\tau^{2}}} d\tau\right].$$
 (16)

А для сужающихся значений параметров технического состояния узлов и агрегатов трактора при износе:

$$P(Sx\overline{y}) + P(S\overline{x}y) =$$

$$= \int_{a}^{a-\tau} \frac{B}{a} \left(\frac{x}{a}\right)^{B-1} e^{-\left(\frac{x}{a}\right)^{B}} dx \frac{1}{\sigma\tau\sqrt{2\pi}} \int_{-(B-a)}^{0} e^{-\frac{(\tau_{x}-\tau)^{2}}{2\sigma\tau^{2}}} d\tau +$$

$$+ \int_{a-\tau}^{a} \frac{B}{a} \left(\frac{x}{a}\right)^{B-1} e^{-\left(\frac{x}{a}\right)^{B}} dx \frac{1}{\sigma\tau\sqrt{2\pi}} \int_{0}^{B-a} e^{-\frac{(\tau_{x}-\tau)^{2}}{2\sigma\tau^{2}}} d\tau =$$

$$= \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma\tau} \int_{a}^{a-\tau} \frac{B}{a} \left(\frac{x}{a}\right)^{B-1} e^{-\left(\frac{x}{a}\right)^{B}} dx \right| \times$$

$$\times \left[\int_{-(B-a)}^{0} e^{-\frac{(\tau_{x}-\tau)^{2}}{2\sigma\tau^{2}}} d\tau - \int_{0}^{B-a} e^{\frac{(\tau_{x}-\tau)^{2}}{2\sigma\tau^{2}}} d\tau \right]. \quad (17)$$

Однако следует определиться с тем, что риск неверного определения состояния узла или агрегата при вероятности *P(x*^{тм}) чреват тем, что отказа фактически не предвидится, а по показаниям диагностических приборов он есть, и здесь возникает необходимость более детального изучения состояния узла или агрегата трактора и, возможно, его разборки. Это приводит к дополнительным затратам времени и средств при диагностировании, хотя это и происходит в ненапряженном периоде полевых работ. Поэтому первые составляющие зависимостей в формулах (16) и (17) следует учитывать как вероятности дополнительных расходов при выполнении работ при календарном планировании проведения технического обслуживания тракторов, а вторые составляющие — как вероятности рисков возникновения отказов в предстоящий период проведения полевых работ, что обычно не принимается во внимание.

Для реализации полученных зависимостей необходимо знать функции распределения параметров технического состояния основных узлов и агрегатов

Книжная полка

трактора — ключевых, а их не так много, которые определяют работоспособность трактора. Значения допустимых и предельных параметров определяются по результатам эксперимента. Среднеквадратические отклонения ошибок измерения определяют, исходя из максимальной ошибки измерения $\varepsilon = 3\sigma_r$.

По экспериментальным данным определяют значение коэффициентов вариации распределения Вейбулла, по коэффициенту (V) определяют диф-

ференциальную
$$f(x) = \frac{B}{a} \left(\frac{x}{a}\right)^{s-1} e^{-\left(\frac{x}{a}\right)^s}$$
 или интеграль-

ную $F(\mathbf{x}) = 1 - e^{-\left(\frac{\mathbf{x}}{a}\right)^s}$ функции, затем реализуют зависимости (16) и (17), задаваясь пределами интегрирования, исходя из конкретных условий: степень изношенности проверяемых узлов и агрегатов трактора (ресурсы), длительность предстоящего периода полевых работ и другие.

Библиографический список

1. Соломкин, А. П. Обоснование целесообразности выноса операций технического обслуживания за пределы напряженных периодов сельскохозяйственных работ / А. П. Соломкин, А. И. Козак, М. К. Какенов // Труды ГОСНИТИ. – 1985. – Т. 28. – С. 125–132.

2. Провести исследования и разработать рекомендации по организации технического обслуживания тракторов по принципу календарного планирования : отчет о НИР / Целинный филиал ГОСНИТИ ; рук. Соломкин А. П. – Алексеевка, 1985. – 104 с.

 Барзилович, Е. Ю. Модели технического обслуживания сложных систем / Е. Ю. Барзилович. – М. : Высшая школа, 1982. – 230 с.

пл., 2.

Статья поступила в редакцию 02.03.2012 г. © А. П. Соломкин, О. В. Мяло

Бубнов, А. В. Современное состояние и перспективы развития теории синхронно-синфазного электропривода : монография / А. В. Бубнов, Т. А. Бубнова, В. Л. Федоров ; ОмГТУ. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2010. – 101 с. – ISBN 978-5-8149-0988-6.

В монографии проанализировано современное состояние теории синхронно-синфазного электропривода. Определены области использования аналоговых и цифровых систем автоматического управления электроприводом с фазовой синхронизацией. Предложены новые алгоритмы работы логического устройства сравнения, способы управления электроприводом с фазовой синхронизацией и регулирования синхронно-синфазного электропривода с улучшенными динамическими показателями. Рассмотрены вопросы организации работы электропривода в следящем режиме. Приведена методика проектирования синхронно-синфазного электропривода. Адресуется научным работникам, аспирантам и инженерам, занимающимся разработкой и проектированием автоматизированных электроприводов.

СОЛОМКИН Александр Прокопьевич, доктор технических наук, профессор кафедры «Агроинженерия». МЯЛО Ольга Владимировна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Агроинженерия». Адрес для переписки: 644008, г. Омск, Институтская