ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

ЖУРНАЛ ВХОДИТ В ПЕРЕЧЕНЬ УТВЕРЖДЕННЫХ ВАК РФ ИЗДАНИЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИЙ ТРУДОВ СОИСКАТЕЛЕЙ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ

12 2014 (173)

СОДЕРЖАНИЕ

Экономика и организация сборочного производства

Балтаев Т.А., Салимов Б.Н., Королев А.А., Королев А.В. Эффективность ультразвукового безабразивного суперфиниширования колец упорных подшипников . . . 3

Технологичность конструкции

Труханов В.М., Крыхтин Ю.И. Повышение технологичности и облегчение сборки многовального механизма передач и поворота для легкой гусеничной машины . . . 7

Современные технологии сборки

Иванов А.А. Структура подвижной сборки . . . 13

Краева Е.А., Ломакин В.О. Гидродинамическое моделирование эффекта "запирания" дроссельных каналов и его сравнение с экспериментальными данными . . . 18

В помощь конструктору, технологу

Отений Я.Н., Никифоров Н.И., Носков М.Ю. О возможности совмещения черновой и чистовой расточки глубоких отверстий . . . 22

Погорелов В.И., Калимуллин М.Ф. Применение методов инженерного анализа для сокращения издержек на изготовление металлоконструкций . . . 25

Литунов С.Н., Ревзина Н.В., Юрков В.Ю. Конструирование фокусирующих рефлекторов . . . 31

Разное

Порожский К.П., Ковязин Р.А. Конструкции и применение механических вибраторов с круговой и крутильной формой колебаний . . . 34

Труханов В.М., Крыхтин Ю.И. Разработка и сборка механизма переключения передач с однотяговым силовым приводом для многовальной коробки передач легкой гусеничной машины . . . 42

Кристаль М.Г. Что такое сборка и кому она нужна . . . 47

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индексы по каталогу "Роспечать" — **79748**, Объединенному каталогу "Пресса России" — **84967**, каталогу "Почта России" — **60257**) или непосредственно в издательстве

Тел.: (499) 269-54-92. Факс: (499) 269-48-97.

E-mail: sborka@mashin.ru

Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроени и, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.

Председатель редакционного совета

Ф.М. МИТЕНКОВ, *академик РАН*

Редакционный совет

МОСКВА

А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор), д.т.н., проф.
А.А. ГУСЕВ, д.т.н., проф.
М.В. ВАРТАНОВ, д.т.н., проф.
И.Н. ЗИНИНА, к.т.н., доц.
Ю.Л. ИВАНОВ, д.т.н.
Ю.Г. КОЗЫРЕВ, к.т.н.
А.И. КУМЕНКО, д.т.н., проф.
А.В. МЕДАРЬ, д.т.н.
Е.А. МИКРИН, д.т.н., акад. РАН
В.В. ПОРОШИН, д.т.н., проф.
Б.В. ШАНДРОВ, к.т.н., проф.
А.А. ШАТИЛОВ, к.т.н., доц.
А.Г. ХОЛОДКОВА, к.т.н., проф.
Г.А. ЯРКОВ, инж.

Региональные редсоветы

БЕЛГОРОД

Н.А. ПЕЛИПЕНКО, д.т.н.

БРЯНСК

О.А. ГОРЛЕНКО, д.т.н., проф.

ВЛАДИВОСТОК

Ю.Н. КУЛЬЧИКН, д.т.н., чл.-кор. РАН
А.А. СУПОНЯ, к.т.н.

ВОЛГОГРАД

В.Г. КАРАБАНЬ, к.т.н., доц.
М.Г. КРИСТАЛЬ, д.т.н., проф.
В.И. ЛЫСАК, д.т.н., проф., чл.-кор. РАН
В.М. ТРУХАНОВ, д.т.н., проф.

ИЖЕВСК

И.В. АБРАМОВ, д.т.н., проф.
Б.А. ЯКИМОВИЧ, д.т.н., проф.
В.Г. ОСЕТРОВ, д.т.н., проф.

КАЗАНЬ

Р.И. АДГАМОВ, д.т.н., проф.

КОВРОВ

Ю.З. ЖИТНИКОВ, д.т.н., проф.

КОЛОМНА

Ю.Д. АМИРОВ, д.т.н., проф.

КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ

Б.Н. МАРЬИН, д.т.н.
В.И. ШПОРТ, д.т.н., проф.
А.М. ШПИЛЕВ, д.т.н., проф.

НАБЕРЕЖНЫЕ ЧЕЛНЫ

С.В. ДМИТРИЕВ
Р.М. ХИСАМУТДИНОВ, к.т.н.

НИЖНИЙ НОВГОРОД

С.В. ГОЛУБЕВ, инж.

ОМСК

В.Н. КОСТЮКОВ, д.т.н.

ОРЕЛ

Ю.С. СТЕПАНОВ, д.т.н., проф.
Г.А. ХАРЛАМОВ, д.т.н., проф.

ОРЕНБУРГ

А.Н. ПОЛЯКОВ, д.т.н., проф.
А.И. СЕРДЮК, д.т.н., проф.
А.П. ФОТ, д.т.н., проф.

РЫБИНСК

В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ, д.т.н., проф.
В.В. НЕПОМИЛУЕВ, д.т.н., проф.
А.Н. СЕМЕНОВ, д.т.н., проф.

САМАРА

М.А. ЕВДОКИМОВ, д.п.н., проф.
Ю.А. ВАШУКОВ, к.т.н., доц.
В.А. НИКОЛАЕВ, к.т.н., проф.

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

В.Ф. КУЗЬМИН, к.т.н.
Е.В. ШАЛОБАЕВ, к.т.н., проф.

СЕВАСТОПОЛЬ

Е.Л. ПЕРВУХИНА, д.т.н., проф.

ТОЛЬЯТТИ

А.И. РЫЖКОВ, к.т.н.

ТУЛА

В.В. ПРЕЙС, д.т.н., проф.

ХАБАРОВСК

В.А. ЛАШКО, д.т.н., проф.

Украина

КИЕВ

А.С. ЗЕНКИН, д.т.н., проф.
В.А. МАТВИЕНКО, к.т.н.

ДОНЕЦК

А.Н. МИХАЙЛОВ, д.т.н., проф.

Беларусь

МИНСК

В.Л. БАСИНЮК, д.т.н.
М.Л. ХЕЙФЕЦ, д.т.н., проф.

ГОМЕЛЬ

В.Е. СТРАЖИНСКИЙ, д.т.н.

ПОЛЬША

П. ЛЕБКОВСКИ, д.т.н.
Е. ЛУНАРСКИ, д.т.н.

Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Ю.А. ЧИЧОВ, И.М. ГЛИКМАН

Журнал зарегистрирован в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации ПИ № 77-1747 от 25 февраля 2000 г.

© Издательство "Машиностроение", "Сборка в машиностроении, приборостроении", 2014

THE MONTHLY JOURNAL FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

THE JOURNAL IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERING

THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY RF FOR DISSERTATION PUBLICATION

12 2014 (173)

CONTENTS

Economy and the organization of assembly

Baltaev T.A., Salimov B.N., Korolev A.A., Korolev A.V. Efficiency of ultrasonic nonabrasive superfinish of thrust bearings rings 3

Manufacturability of a construction

Trukhanov V.M., Krykhtin Yu.I. Increasing of technology and facilitating of assembly of multi-shaft mechanism transfers and turning for light tracked vehicles 7

Modern technologies in assembly

Ivanov A.A. The structure of the mobile assembly 13

Kraeva E.A., Lomakin V.O. Hydrodynamic modeling the effect of “locking” the throttle channels and its comparison with experimental data 18

Industrial and design engineer’s aid

Oteniy Yu.N., Nikiforov N.I., Noskov M.Yu. On the possibility of combining the rough and finish boring of deep holes 22

Pogorelov V.I., Kalimullin M.F. Application of methods of engineering analysisfor reducing expenses on metal fabrication 25

Litunov S.N., Revzina N.V., Yurkov V.Yu. Focusing reflectors design 31

Different

Porogskiy K.P., Kovyazin R.A. The design and use of mechanical vibrators with circular and torsional form of vibrations 34

Trukhanov V.M., Krikhtin Yu.I. Development and assembly of gear with a power drive with one thrust to manage multi-shaft gearbox light tracked vehicles 42

Cristal M.G. What is the assembly and who needs it 47

Journal is distributed on subscription, whith can be issues in any post office (index on the catalogue of the "Rospechat" agency — **79748**, the union catalogue "Pressa Rossii" — **84967**, the catalogue "Pochta Rossii" — **60257**) or directly in editorial of the journal.
Ph.: (499) 269-54-92. Fax: (499) 269-48-97.
http://www. mashin.ru E-mail: sborka@machin.ru
The reference to the Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal during reprint of the materials is mandatory.
Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

Chair of Editorial Advisory Board —
Member of Russian Academy of Science
F.M. MITENKOV

Editors

MOSCOW

A.S. VASIL'EV (Chief editor)
M.V. VARTANOV
A.A. GUSEV
I.N. ZININA
Yu.L. IVANOV
Yu.G. KOZYREV
A.I. KUMENKO
A.V. MEDAR'
E.A. MIKRIN
V.V. POROSHIN
B.V. SHANDROV
A.A. SHATILOV
A.G. KHOLODKOVA
G.A. YARKOV

Regional editors

BELGOROD
N.A. PELIPENKO
BRIANSK
O.A. GORLENKO
VLADIVOSTOK
Yu.N. KULSHIN
A.A. SUPONIA
VOLGOGRAD
M.G. KRISTAL
V.G. KARABAN'
V.I. LYSAK
V.M. TRUKHANOV
IZHEVSK
I.V. ABRAMOV
B.A. YAKIMOVICH
V.G. OSETROV
KAZAN
R.I. ADGAMOV
KOVROV
Yu.Z. ZHITNIKOV
KOLOMNA
Yu.D. AMIROV
KOMSOMOLSK-ON-AMUR
B.N. MARJIN
V.I. SCHPORT
A.M. SHPILEV
NABEREZHNYE CHELNY
S.V. DMITRIEV
R.M. KHISAMUTDINOV
NIZHNY NOVGOROD
S.V. GOLUBEV
OMSK
V.N. KOSTIUKOV
OREL
Yu.S. STEPANOV
G.A. KHARLAMOV
ORENBURG
A.N. POLYAKOV
A.I. SERDUK
A.P. FOT
RYBINSK
V.F. BEZIAZYSHNY
V.V. NEPOMILUEV
A.N. SEMENOV
SAMARA
M.A. EVDOKIMOV
Yu.A. VASHUKOV
V.A. NIKOLAEV
ST.-PETERSBURG
V.F. KUZMIN
E.V. SHALOBAEV
SEVASTOPOL
E.L. PERVUKHINA
TOLIATI
A.I. RYZHKOV
TULA
A.I. PREYS
KHABAROVSK
V.A. LASHKO

Ukraine

KIEV
A.S. ZENKIN
V.A. MATVIENKO
DONETSK
A.N. MIKHAILOV

Belarus

MINSK
V.L. BASINJUK
M.L. KHEIFETZ
GOMEL
V.E. STARZHINSKI
POLAND
P.LEBKOVSKI
E. LUNARSKI

Executive editors of current issue:
Yu.A. CHICHOV, I.M. GLIKMAN

The journal is registered by RF Ministry of Press, Tele-radio Broadcasting and Mass Communications Media. Registration certificate IE . 77-1747, February 25, 2000

© "Mashinostroenie Publishers", "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2014

УДК 621.923.5

Т.А. Балтаев
(НИПИ "Нефтегаз", г. Уральск, Республика Казахстан),
Б.Н. Салимов, *канд. техн. наук*
(Западно-Казахстанский аграрно-технический университет им. Жангир хана, г. Уральск, Республика Казахстан),
А.А. Королев, А.В. Королев, *д-ра техн. наук*
(Саратовский государственный технический университет)

Эффективность ультразвукового безабразивного суперфиниширования колец упорных подшипников

Рассмотрена методика расчета экономической эффективности внедрения добавочной операции ультразвукового выглаживания, повышающей качество поверхности дорожки качения, и ресурса подшипника в целом.

Formation of rational geometry of roller path by ultrasonic bevelled smoothing is considered.

Ключевые слова: ультразвуковое выглаживание, долговечность, дорожка качения, экономическая эффективность, качество продукции.

Keywords: ultrasonic smoothing, rating life, roller path, processing unit, toroidal tool.

Одной из главных тенденций современного научно-технического прогресса является разработка и внедрение инновационных наукоемких технологических процессов.

В решении существующих задач значительную роль призваны сыграть и методы обработки, основанные на использовании энергии ультразвука. Применение ультразвука при механической обработке и поверхностном упрочнении является перспективным и прогрессивным направлением в современных технологиях: удается повысить и улучшить качество и надежность изделий. Ультразвук позволяет повысить научно-технический уровень технологических процессов обработки деталей из труднообрабатываемых материалов в машиностроении, а в некоторых случаях — принципиально поновому решать технологические задачи их производства.

На сегодняшний день рабочие поверхности подшипников отечественного производства по параметрам точности не уступают лучшим зарубежным аналогам, однако уровень их эксплуатационных характеристик заметно ниже по долговечности.

Научные исследования и конструкторская мысль не стоит на месте, с исследованием новых методов обработки и внедрением прогрессивных технологий повышается качество изделий шарикоподшипникового производства. Многие модели подшипников сохранили визуальную конструкцию и типоразмеры, но если произвести технологический анализ ресурса подшипника разных лет, то очевидным результатом станет тенденция значительного роста ресурса изделия [1]. Повышение качества и ресурса подшипника является актуальной задачей мировой науки на протяжении многих десятилетий и она успешно реализуется с появлением прогрессивных методов обработки и новых материалов.

В современных условиях рыночной экономики проблема повышения качества продукции и обеспечения ее конкурентоспособности для России является наиболее актуальной.

Качество продукции существенно зависит от технических факторов. Внедрение прогрессивных технологий, применение современных материалов, более качественного сырья — материальная основа для выпуска конкурентоспособной продукции.

Выполненные исследования процесса ультразвукового выглаживания поверхностей дорожек качения упорных подшипников типа 1118-2902840 позволили глубже понять кинематику этого процесса и предложить способ увеличения его ресурса и качества продукции в целом.

Этот способ расширяет технологические возможности обработки металлов давлением, так как позволяет получать поверхности дорожек качения подшипников с высокими производительностью и работоспособностью.

В результате проведенных экспериментальных исследований было выявлено значительное влияние воздействующего усилия на формирование радиуса дорожки качения. Очевидно, что с возрастанием воздействующего усилия увеличивается радиус профиля дорожки качения (рис. 1). А, как известно, радиус профиля оказывает непосредственное влияние на момент сопротивления вращению подшипника качения. Этим и объясняется зависимость сопротивления качения от значения радиуса профиля дорожки кольца подшипника. Значительное влияние на момент сопротивления вращению оказывает время выглаживания дорожки качения (рис. 2). Увеличение времени выглаживания дорожки качения приводит к уменьшению

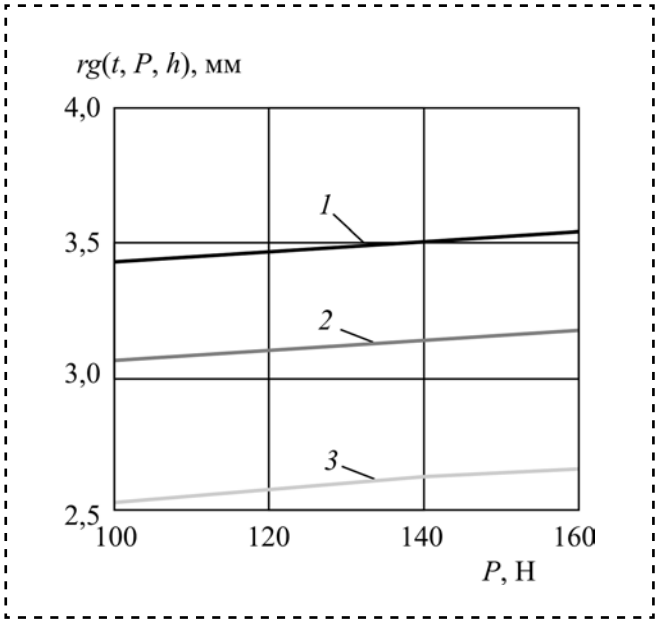

Рис. 1. Зависимость радиуса *rg* дорожки качения подшипника от воздействующего усилия *P* при максимальных *1* (t_0, n_0), средних *2* (t_1, n_1) и минимальных *3* (t_2, n_2) значениях других факторов

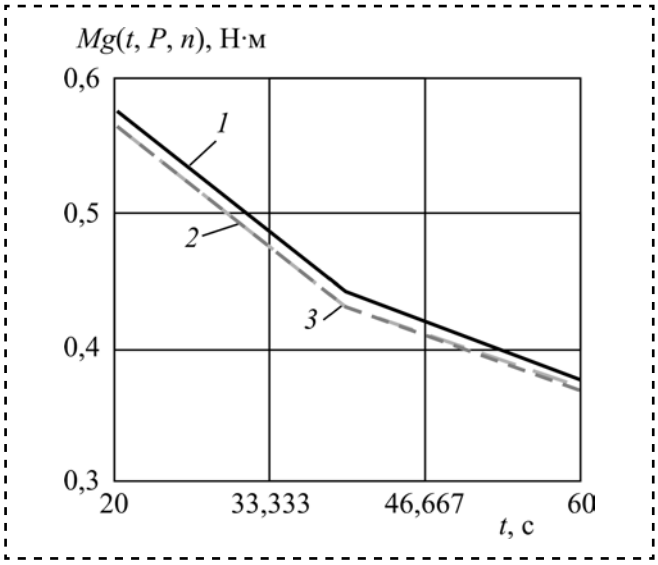

Рис. 2. Зависимость момента сопротивления вращению подшипника *Mg* от времени выглаживания дорожки качения *t* при максимальных *1* (p_0, n_0), средних *2* (p_1, n_1) и минимальных *3* (p_2, n_2) значениях других факторов

момента сопротивления вращению подшипника в 1,5 раза.

Проведены стендовые испытания на образцах подшипников типа 1118-2902840, изготовленных в НПП НИМ СГТУ им. Ю.А. Гагарина (рис. 3). Целью стендовых испытаний являлось подтверждение динамической грузоподъемности и скорректированного расчетного ресурса

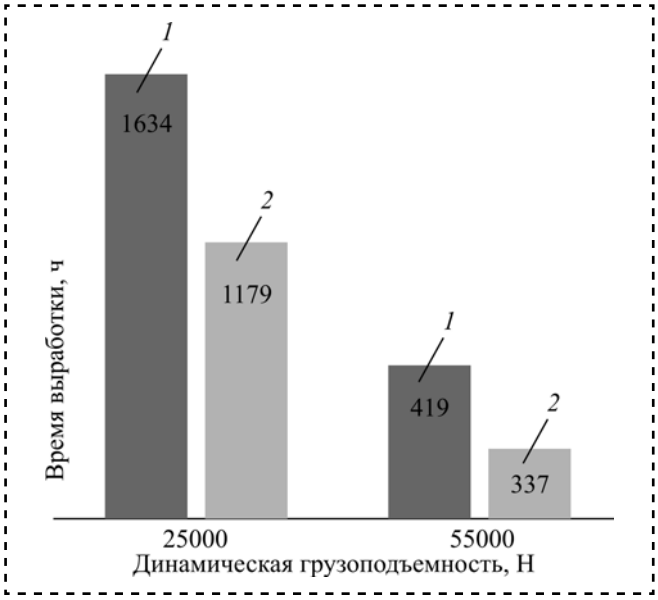

Рис. 3. Результаты стендовых испытаний ресурса упорных подшипников 1118-2902840 на динамическую грузоподъемность:

1, 2 — обработанные и необработанные ультразвуковым выглаживанием соответственно

подшипников при 90%-ной надежности норм, рассчитанным по ГОСТ 18855—94. По результатам испытаний установлено: фактическое значение динамической грузоподъемности составило более 55 400 Н, что составляет более 100 %, фактическое значение скорректированного ресурса подшипников при 90%-ной надежности более 419 ч, что составляет 124 %.

Для внедрения данной технологии с целью улучшения качества продукции на предприятии требуются дополнительные текущие и единовременные затраты. Экономический эффект от улучшения качества продукции проявляется в основном не у изготовителя, а у ее потребителя. Необходимо учитывать полученную экономию от снижения брака. Предприятие при улучшении качества продукции получает экономическую выгоду от увеличения выпуска и реализации продукции, роста продажной цены, снижения брака продукции.

В конечном итоге это проявляется в получении дополнительной прибыли на предприятии, которая может быть определена по формуле

$$\Delta П = \Delta П_V + \Delta П_ц - (C_д - C_{бр}),$$

где $\Delta П$ — общая дополнительная прибыль от улучшения качества продукции;

$\Delta П_V$ — дополнительная прибыль, полученная предприятием от увеличения объема производства и реализации продукции;

$\Delta П_ц$ — дополнительная прибыль, полученная предприятием от роста продажной цены;

$C_д$ — дополнительные затраты на производство и реализацию продукции, связанные с улучшением качества продукции;

$C_{бр}$ — снижение затрат на производство продукции в связи с сокращением брака.

Для упрощения расчетов величину $\Delta П$ можно определить по формуле

$$\Delta П = (Ц_н - C_н)V_н - (Ц_{ст} - C_{ст})V_{ст},$$

где $Ц_н$ и $Ц_{ст}$ — новая и старая продажные цены;

$C_н$ и $C_{ст}$ — себестоимости единицы продукции до и после улучшения качества;

$V_н$ и $V_{ст}$ — объем выпуска продукции до и после улучшения качества продукции.

Годовой экономический эффект от улучшения качества продукции определяется по формуле

$$Э = \Delta П - E_н K,$$

где $E_н$ — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений;

K — дополнительные капитальные вложения, необходимые для улучшения качества продукции.

Для экономического обоснования капитальных вложений K, необходимых для улучшения качества продукции, следует определить абсолютный коэффициент эффективности капитальных вложений

$$E = \frac{\Delta П}{K}$$

и сравнить его с нормативной величиной $E_н$ или с рентабельностью активов предприятия $R_а$.

Если $E > E_н$, или $E > R_а$, то в этом случае вложение инвестиций в предприятие с целью повышения качества продукции выгодно, и наоборот.

На основе факторов, влияющих на качество продукции, нетрудно определить основные пути повышения качества продукции и ее конкурентоспособности. Они следующие:

- повышение технического уровня производства;
- повышение уровня квалификации персонала;
- совершенствование организации производства и труда, в том числе углубление специализации производства;
- воспитание коллектива в духе гордости за качество выпускаемой продукции и марку своего предприятия;
- снижение издержек на производство и реализацию продукции;
- изучение требований покупателей к качеству продукции и конъюнктуры рынка.

Данная система позволит не только учесть все факторы, которые влияют на качество продукции, но и обеспечить стабильный выпуск качественной продукции на предприятии. Но этого мало. Пожалуй, главное во всем этом — позиция директора предприятия. Если директор понимает значимость проблемы и лично является инициатором разработки и внедрения системы управления качеством, значит, пред-

приятие может выпускать конкурентоспособную продукцию.

Качество продукции как экономическая категория тесно связано с потребительной стоимостью. Если потребительная стоимость — это полезность товара вообще, то качество продукции — это степень проявления потребительной стоимости в конкретных условиях ее использования.

Значение повышения качества продукции необходимо рассматривать как на макро-, так и на микроуровне, т. е. на уровне предприятия.

Повышение качества продукции на макроуровне дает возможность:

- повысить эффективность общественного производства;
- осуществить на практике ускорение научно-технического прогресса;
- повысить благосостояние народа, так как с улучшением качества продукции увеличивается реальная заработная плата;
- повысить престиж государства.

Достижение высокого и стабильного качества продукции на предприятии позволяет:

- увеличить объем реализации, а следовательно, и прибыли;
- обеспечить конкурентоспособность продукции;
- повысить имидж предприятия;
- снизить риск банкротства и обеспечить устойчивое финансовое положение предприятия.

Библиографический список

1. **Суворов И.К.** Обработка металлов давлением. М.: Высш. школа, 1980. 364 с.

2. **Сафронова Н.А.** Экономика предприятия: учебник / под ред. Н.А. Сафронова. http // bibliotekar.ru/economika-predpriyatiya.

ООО "Издательство Машиностроение"
продолжает подписку на журнал

"СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ"

☑ *За наличный и безналичный расчет.*
☑ *С любого номера и на любой срок.*
☑ *Без почтовых наценок.*

Присылайте заказ и обращайтесь за дополнительной информацией в отдел продаж, маркетинга и рекламы:

107076, г. Москва, Стромынский пер., д. 4,
Тел.: (499) 269-66-00, 269-52-98, факс: (499) 269-48-97
e-mail: realiz@mashin.ru, www.mashin.ru

УДК 621.192

В.М. Труханов, *д-р техн. наук,* **Ю.И. Крыхтин**, *канд. техн. наук*
(Волгоградский государственный технический университет)
E-mail: app@vstu.ru

Повышение технологичности и облегчение сборки многовального механизма передач и поворота для легкой гусеничной машины

Разработан новый двухпоточный четырехвальный механизм передач и поворота с повышенной технологичностью для легкой гусеничной машины.

Предлагаемая разработка существенно повышает технологичность многовального механизма передач и поворота, так как упрощается технология изготовления валов, облегчается сборка и установка валов в боковых крышках картера и повышается надежность работы трансмиссии за счет установки частей валов на двух опорах.

Developed new 2-stream 4-shaft mechanism of transfers and of turning with increasing of manufacturability light tracked vehicles.

Proposed development will significantly improves the adaptability multi-shaft mechanism of transfers and of turning, because it simplifies the technology of manufacture of shafts, easier Assembly and installation shafts in the side cover of shell and increases reliability of the transmission by installing parts shafts on two pillars.

Ключевые слова: опора, трансмиссия, часть вала, зубчатая муфта.

Keywords: support, transmission, part shaft, gear coupling.

Предлагаемое техническое решение предназначено для использования в механических трансмиссиях гусеничных машин.

Трансмиссия для гусеничной машины [1] содержит картер, имеющий четыре опорные стенки и боковые крышки с расточками под опоры валов, планетарные механизмы поворота, а также коробку перемены передач с валами поперечного расположения в машине. В механизме передач и поворота (МПП) два вала — дополнительные, имеют самостоятельные зубчатые приводы с разными передаточными числами от двух соосных валов, связанных зубчатой муфтой и расположенных каждый на двух опорах. Последние два вала связаны с грузовым валом через шестерни передач и зубчатые муфты с инерционными синхронизаторами и на каждом борту машины соединены фрикционными элементами управления механизмом поворота через зубчатую передачу с солнечной шестерней суммирующего планетарного ряда механизма поворота. В этой трансмиссии приводные шестерни дополнительных валов установлены в секторах расположения механизмов поворота в картере.

Указанная трансмиссия имеет недостатки. Оба дополнительных вала установлены в расточках в картере на четырех опорах и в одной опоре зафиксированы от осевого перемещения. Установка валов на четырех опорах ухудшает их работу и снижает надежность работы трансмиссии. К тому же, сами валы имеют значительную длину, что усложняет технологию их изготовления.

В двухпоточном механизме передач и поворота с высокоскоростной коробкой перемены передач (КПП) передаточное число бортовой передачи $i_{б.п}$ = 7,9. Для быстроходных гусеничных машин (ГМ) массой 17 т, мощностью двигателя 400 л.с. (294 кВт), расстояние между внутренними стенками центрального отсека четырехопорного картера составляет 175 мм, расстояние между внутренними стенками боковых отсеков — 178 мм, длина грузового (выходного) вала КПП — 185 мм, длина промежуточного вала — 635 мм, длина дополнительных валов — 615 мм.

Так как в трансмиссии имеются четыре вала поперечного расположения в машине, установка валов в расточки в боковых крышках картера затруднена из-за возможной несоосности

расточек картера и крышек (посадочных мест) и жесткости валов.

Боковые крышки, имеющие расточки под опоры валов, соединены с картером через установочные штифты и крепежные шпильки. Расточку отверстий в боковых крышках и картере производят совместно.

Целью предлагаемого технического решения является облегчение установки валов в расточки в боковых крышках картера и повышение надежности работы трансмиссии.

Новизной предлагаемого технического решения является то, что в трансмиссии каждый дополнительный вал выполнен из двух частей с упорными торцами, соединенных несущей зубчатой втулкой синхронизатора, которая ограничена от осевого перемещения через кольца подшипников качения под шестерни передач упорными торцами частей вала. При этом части вала установлены в картере каждая на двух индивидуальных подшипниковых опорах, из которых внутренняя опора — шарикоподшипник, внутреннее кольцо которого ограничивает упорный торец части вала от осевого перемещения, а наружное кольцо ограничено стаканом, связанным с картером через регулировочные прокладки.

Кинематическая схема нового МПП показана на рис. 1, а на рис. 2 — установка дополнительного вала нового МПП. Четырехопорный картер известного гидромеханического МПП с двухвальной КПП для ГМ массой 18 т представлен на рис. 3 [2]. Во избежание путаницы на рисунках дана единая нумерация позиций.

В едином литом картере *22*, содержащем четыре опорные стенки и боковые крышки *6* и *26* с расточками под опоры валов, имеются три приблизительно одинаковых по ширине сектора. В центральном секторе картера размещена редукторная часть коробки перемены передач

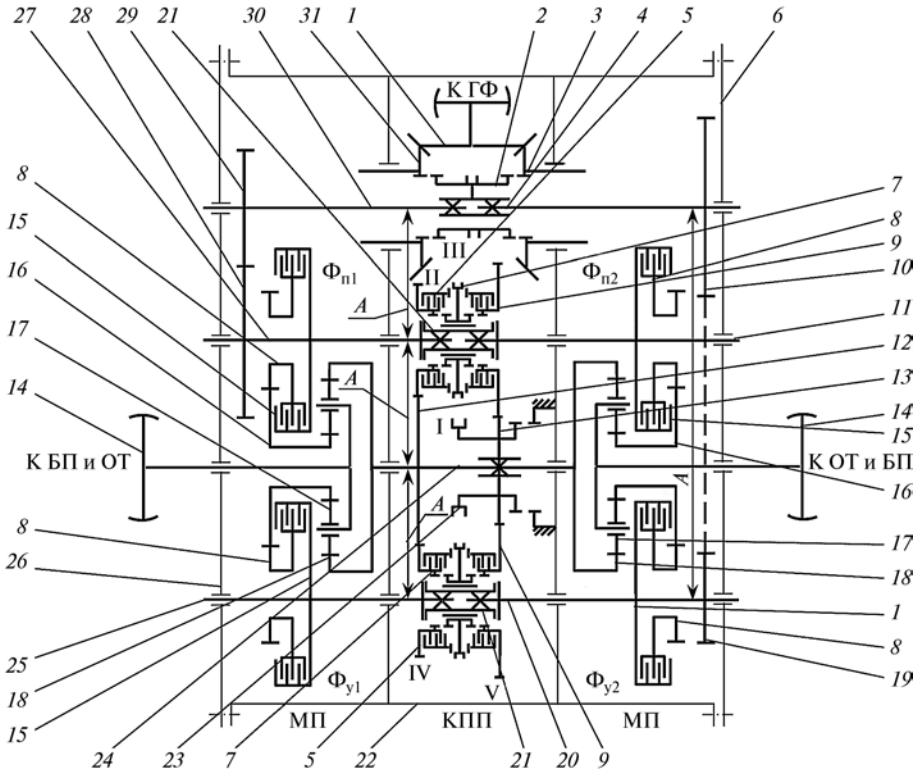

Рис. 1. Кинематическая схема нового МПП:

1 — ведущая коническая шестерня; *2* — зубчатая муфта; *3*, *31* — ведомые конические шестерни; *4*, *30* — валы; *5*, *9*, *10*, *12*, *13*, *29* — шестерни; *6*, *26* — боковые крышки; *7* — элементы управления КПП; *8* — дисковые синхронизаторы КПП; *11*, *27* — части вала замедленного вращения; *14* — водило; *15* — фрикционные муфты; *16* — солнечная шестерня; *17* — сателлиты; *18* — эпициклическая шестерня; *19*, *28* — приводные шестерни; *20*, *25* — части вала ускоренного вращения; *21* — зубчатая втулка синхронизатора; *22* — картер; *23* — зубчатая муфта; *24* — грузовой вал

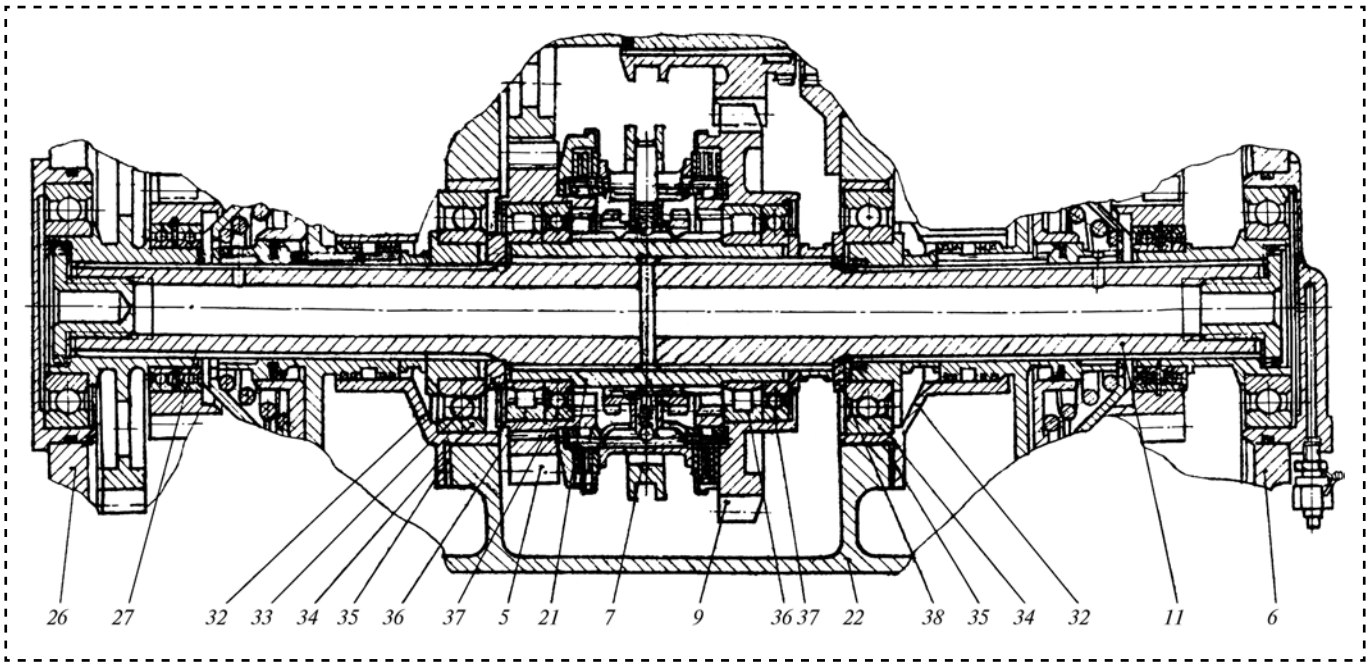

Рис. 2. Установка дополнительного вала нового МПП:
32, *33* — упорные торцы; *34*, *35* — подшипники качения; *36* — шарикоподшипник; *37* — прокладка; *38* — стакан

(КПП), а в боковых секторах картера размещены двухпоточные недифференциальные планетарные механизмы поворота (МПП) и приводные шестерни дополнительных валов.

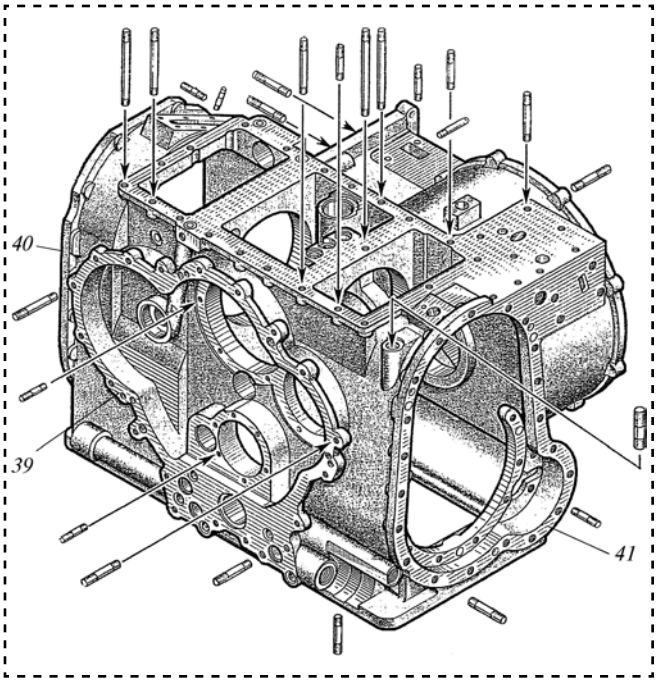

Рис. 3. Четырехопорный картер МПП:
39 — привалочная плоскость картера МПП к двигателю; *40*, *41* — привалочные плоскости картера МПП к боковым крышкам

Редукторная часть пятискоростной коробки передач включает:

- ведущую коническую шестерню *1*, связанную через главный фрикцион (ГФ) с двигателем;
- ведомые конические шестерни *3* и *31*;
- промежуточный вал, который состоит из двух соосных валов *4* и *30*, расположенных каждый на двух опорах и соединенных зубчатой муфтой *2*;
- последняя одновременно служит для включения переднего или заднего хода в коробке передач;
- двух дополнительных валов, на которых размещены элементы управления КПП *7* и свободно на подшипниках *36* вращаются шестерни *5* и *9*, жестко связываемые поочередно через эти элементы управления с валами;
- грузовой (выходной) вал *24*, с которым жестко соединены шестерни *12* и *13*.

Каждый дополнительный вал выполнен из двух частей: *11* и *27* (вал замедленного вращения), *11* и *25* (вал ускоренного вращения) с упорными торцами *32* и *33* и шлицевыми концами.

Упорные торцы образуются упертыми в торец вала кольцами, поджатыми через пакет сидящих на части вала деталей стяжными гайками.

Части дополнительного вала шлицами соединены зубчатой втулкой синхронизатора *21*, которая ограничена от осевого перемещения через внутренние кольца подшипников качения *34* и *35* под шестерни *5*, *9* передач упорными торцами *33* и *38*. Части валов *11* и *27*, *20* и *25* установлены в картере *22* каждая на двух индивидуальных подшипниковых опорах, из которых внутренняя опора — шарикоподшипник *36*, внутреннее кольцо которого ограничивает упорный торец части вала *33* или *38* от осевого перемещении, а наружное кольцо ограничивается стаканом *32*, связанным с картером *22* через регулировочные прокладки *35*. Валы *4* и *30* жестко соединены с ведущими приводными шестернями *19* и *28*, а грузовой вал *24* — выходной вал КПП, жестко связан с эпициклами МП. Для получения первой передачи грузовой вал *24* блокируется на картер *22* зубчатой муфтой *23* (эпициклы остановлены).

В качестве элементов управления коробкой передач в конструкции применены дисковые синхронизаторы *7* инерционного типа с несущей зубчатой втулкой.

Механизм поворота состоит из суммирующего планетарного ряда, в состав которого входят эпициклическая шестерня *18*, солнечная шестерня *16* с жестко связанным с ней зубчатым венцом, водило *14*, сателлиты *17*, и двух фрикционных муфт раздельного включения и выключения с ведущими элементами *15*, жестко связанными с дополнительными валами, а ведомыми элементами *8* через одинаковые зубчатые передачи с зубчатым венцом, жестко связанным с солнечной шестерней *16*.

Водила *14* связаны через остановочные тормоза (ОТ) и бортовые передачи (БП) с ведущими колесами гусеничных движителей. Фрикционные муфты $Ф_{у1}$ и $Ф_{у2}$ — фрикционы прямолинейного движения, $Ф_{п1}$ и $Ф_{п2}$ — фрикционы поворота.

В трансмиссии механизмы поворота одинаковы на обоих бортах. Вал, связанный с ведомыми коническими шестернями (промежуточный вал) является одной точкой ромба, с которой через два дополнительных вала потоки мощности поочередно подаются на четвертый вал — грузовой вал *24*. Грузовой вал связан через МП и ОТ с двухступенчатыми бортовыми передачами.

В известных конструкциях КПП ведомые конические шестерни реверса связаны в осевом направлении с одним (цельным) валом — промежуточным валом, что затрудняет монтаж ведомых конических шестерен в картер КПП. А, как известно, обе ведомые конические шестерни при монтаже необходимо индивидуально регулировать в зацеплении с ведущей конической шестерней. Все подшипники на промежуточном валу имеют рядное расположение, что значительно увеличивает размер между внутренними стенками картера — до 360 мм, кроме того, опорные стенки картера КПП при рядном расположении подшипников на промежуточном валу находятся на значительном расстоянии друг от друга, а это отражается на жесткости промежуточного вала и других валов КПП, а также на установке на нем ведомых конических шестерен, что связано с надежностью их работы.

Целью предлагаемого второго технического решения является улучшение компоновки МПП, удобство монтажа ведомых конических шестерен реверса и повышение надежности работы узла.

Новизной второго технического решения является выполнение промежуточного вала МПП из двух одинаковых частей, связанных жестко с ведущей шестерней зубчатой передачей и связанных в осевом направлении с конической шестерней, установленных в картере МПП каждая на двух индивидуальных подшипниковых опорах и соединенных между собой подвижной зубчатой муфтой, причем одна из индивидуальных опор расположена концентрично относительно подшипников конической шестерни и опирается на ее установочный торец.

Установка промежуточного вала МПП показана на рис. 4.

Механизм передач и поворота включает промежуточный вал, выполненный из двух одинаковых частей *4* и *30* с наружными шлицами, соединенных между собой подвижной зубчатой муфтой *2* с внутренними зубьями, а также реверсивный механизм, состоящий из ведущей конической шестерни *1*, установленной на двух опорах *46*, и двух ведомых конических шестерен *3*, *44*, установленных каждая на двух конических подшипниках *38* на частях промежуточного вала *4* и *30*.

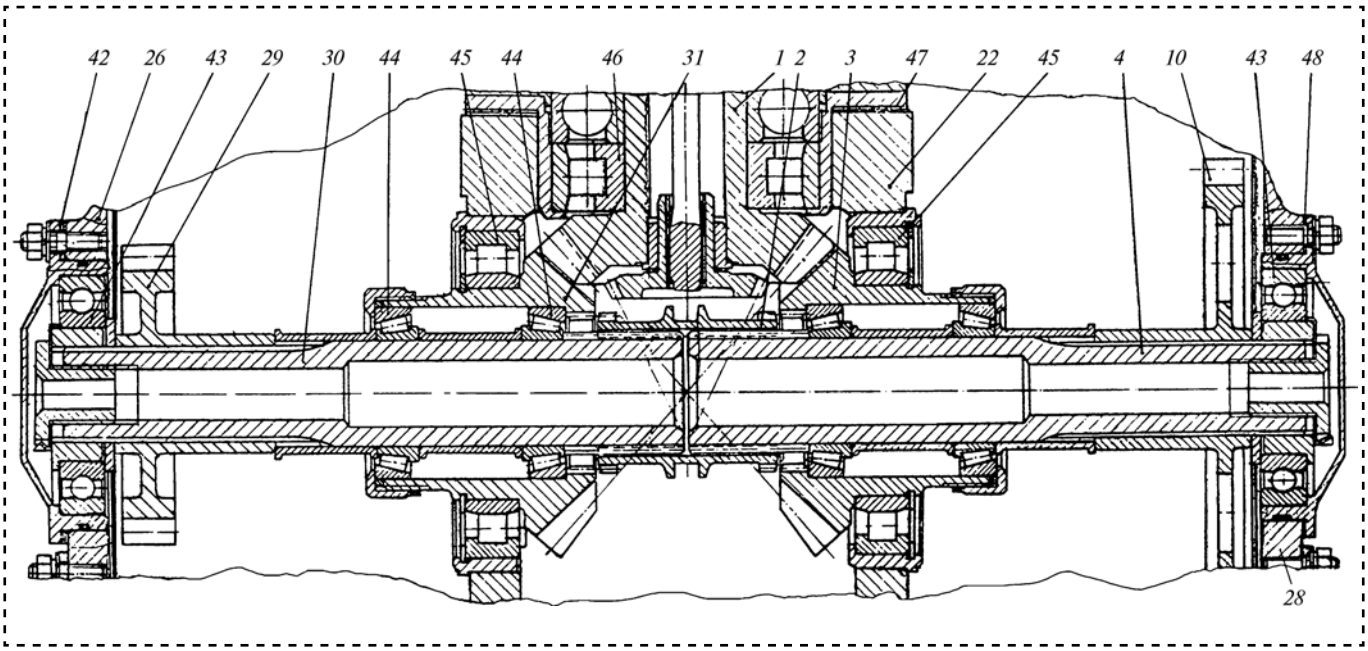

Рис. 4. Установка промежуточного вала МПП:
42, *47*, *48* — регулировочные прокладки; *44* — подшипник; *43*, *45* — опоры; *46* — подшипник

Ведущая коническая шестерня через главный фрикцион связана с двигателем. Каждая половина промежуточного вала связана жестко с ведущей шестерней зубчатой передачи *29* или *10*, которые передают потоки мощности на другие валы МПП. В осевом направлении обе части промежуточного вала жестко связаны через подшипники *44* с коническими шестернями *3* и *31*. Каждая часть *4* и *30* промежуточного вала установлена в картере *22* МПП на двух индивидуальных подшипниковых опорах *43* и *45*, вследствие чего появляются еще две боковые опорные стенки. Опора *45* расположена концентрично относительно подшипников *44*, а внутренним кольцом сидит на конической шестерне *3*. Каждая часть промежуточного вала фиксирована от осевого смещения шариковым подшипником и опирается на ее установочный торец.

Через отверстия в стенках картера *22* под опоры *45* вставляют ведомые конические шестерни *3* и *31* в сборе с частями промежуточного вала, шестернями и подшипниками при монтаже, для чего используют отъемные крышки *6* и *26*, которые центрируют на штифтах относительно картера *22* и прифланцовывают к картеру болтами.

В конструкции все три конические шестерни вместе со своими валами и опорами устанавливают в картер *22* и регулируют индивидуально, независимо друг от друга, для чего используют регулировочные прокладки *42*, *47*, *48*. Первой устанавливают ведущую коническую шестерню *1*, а затем ведомые конические шестерни. Муфта *2* одновременно служит для включения переднего или заднего хода в МПП, для чего на ней имеются с обоих концов наружные зубья, а на ведомых конических шестернях — внутренние зубья.

В предложенном МПП удачно установлены на опорах ведомые конические шестерни, от которых зависит габарит центральной части МПП по ширине, что значительно улучшает компоновку узла и его надежность. Установка ведомых конических шестерен *3* и *31* на опорах *45*, установленных в картере МПП концентрично относительно конических подшипников, сидящих на частях промежуточного вала и на ведомых конических шестернях, позволяет максимально сблизить центральные опорные стенки картера, приблизив их к установочным торцам ведомых конических шестерен, что значительно улучшает компоновку всего узла, увеличивает жесткость всех

валов МПП, нагруженных значительными усилиями, создает хорошие условия для работы шестерен и тем самым повышает надежность работы МПП.

МПП выполнен симметрично. Промежуточный вал выполнен разрезным, состоящим из двух частей *4* и *30* с целью удобства монтажа. При этом осуществляют независимую установку и регулировку ведомых конических шестерен. Кроме того, разрезка промежуточного вала значительно снижает нагрузки на конические подшипники под ведомыми коническими шестернями, так как радиальные усилия от каждой ведомой конической шестерни (обе шестерни вращаются в противоположных направлениях) в предложенной конструкции воспринимаются одной половиной промежуточного вала *4* или *30* и на другую не передается (передается только крутящий момент).

Функционально предлагаемая трансмиссия работает, как известная трансмиссия [1]. При прямолинейном движении машины включаются одновременно фрикционы $\Phi_{у1}$ и $\Phi_{у2}$ — ускоренное движение, или фрикционы $\Phi_{п1}$ и $\Phi_{п2}$ — замедленное движение. При повороте на забегающем борту остается включенным фрикцион $\Phi_{у1}$ или $\Phi_{у2}$, а на отстающем борту включается фрикцион $\Phi_{п1}$ или $\Phi_{п2}$. Поворот машины осуществляется за счет разницы скоростей вращения гусениц.

Предлагаемая трансмиссия обладает существенными достоинствами по сравнению с известными трансмиссиями. В этой трансмиссии каждый дополнительный и промежуточный вал состоит из двух коротких частей, связанных для передачи крутящего момента несущей зубчатой муфтой. Технология изготовления валов при этом упрощается. В трансмиссии все валы оказываются двухопорными. Совместная установка их в боковые крышки упрощается.

Установка каждой части вала на двух опорах в картере улучшает работу опор и сидящих на валах шестерен, что повышает надежность трансмиссии [3]. В предлагаемой трансмиссии установка промежуточных валов и дополнительного вала в расточки в боковых крышках облегчается за счет использования радиального зазора между шлицевыми концами частей вала и зубчатой втулкой.

Боковой зазор в шлицевом соединении концов валов и втулки увеличивает податливость крутильной системы трансмиссии и тем самым повышает надежность работы трансмиссии.

Вывод

Разработанный новый двухпоточный четырехвальный механизм передач и поворота с повышенной технологичностью для легкой ГМ существенно повышает технологичность многовального МПП, так как облегчает сборку и установку валов в боковых крышках картера и повышает надежность работы трансмиссии за счет установки частей валов на двух опорах.

Библиографический список

1. **Труханов В.М., Зубков В.Ф., Крыхтин Ю.И., Желтобрюхов В.Ф.** Трансмиссии гусеничных и колесных машин. М.: Машиностроение, 2001. 736 с.

2. **Каталог** деталей изделия 950. Ростов-на-Дону: СХКТБ ООО "БелРусь", 2005. 267 с.

3. **Беляев Н.М.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1976. 607 с.

УДК 658.527.011

А.А. Иванов, *д-р техн. наук*
(Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева)
E-mail: ivanov_aa@nntu.nnov

Структура подвижной сборки

Показано, что для подвижной сборки характерна поточная форма организации технологического процесса, которая реализуется в виде комплексно-механизированной или автоматической сборочной линии.

Подвижная сборка обеспечивает повышение производительности и ритмичности технологического процесса. К недостатку подвижной сборки следует отнести многократные переустановки базовой детали, снижающие точность сборки. Структура сборочной линии во многом определяется типом транспортной системы.

It is shown that the stream form of organization of the technological process is typical for the mobile assembly. This form is realized as a complex-mechanized or automatic assembly line.

The mobile scheme in the form of the assembly line provides the increase of the productivity of the assembly due to the simultaneous execution of all operations during the assembly cycle (the parallel scheme) and the rhythmicity of the technological process. The disadvantage of the mobile assembly is the necessity of the multiple permutations of the basic part which decrease the assembly accuracy. The structure of the assembly line is largely determined by the type of the transport system.

Ключевые слова: подвижная сборка, поточная линия, синхронная (несинхронная) сборочная линия.

Keywords: mobile assembly, stream line, synchronous (nonsynchronous) assembly line.

Для подвижной сборки характерна поточная форма организации *технологического процесса* (ТП), которая реализуется в виде комплексно-механизированной или автоматической *сборочной линии* (СЛ).

Подвижная схема в виде СЛ обеспечивает повышение производительности сборки за счет одновременного выполнения всех операций за время такта $t_т$ (параллельная схема) и ритмичности ТП. К недостатку подвижной сборки следует отнести многократные переустановки базовой детали, снижающие точность сборки.

Структура СЛ во многом определяется типом транспортной системы: с вертикально или горизонтально замкнутым конвейером, с тактовым или непрерывно движущимся конвейером, со спутниками или без спутников, с межоперационными накопителями или без накопителей [1—3].

В массовом производстве (например, в автомобильной промышленности) в мировой практике наиболее распространена подвижная сборка с непрерывно движущимся конвейером, на котором реализован принцип разделения труда (каждый оператор выполняет только свою операцию). Конвейер может быть напольным или подвесным, со спутниками или без них (рис. 1). Производительность СЛ задается скоростью $v_к$ движения конвейера (обычно $v_к$ = 5 м/мин). Тактовое время СЛ, согласно циклограмме (рис. 2),

$$t_т = s/v_к,$$

где s — шаг между позициями сборочного конвейера.

Производительность СЛ

$$Q_{сл} = \eta/t_т = v_к\ \eta/s,$$

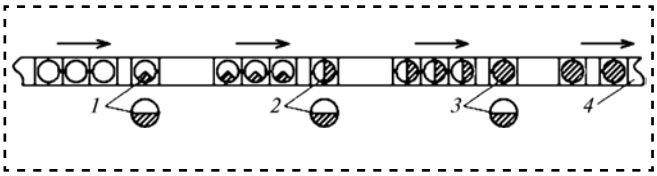

Рис. 1. Подвижная сборка с непрерывно движущимся конвейером (принцип разделения труда):
1—3 — автоматизированные рабочие места; *4* — конвейер спутников

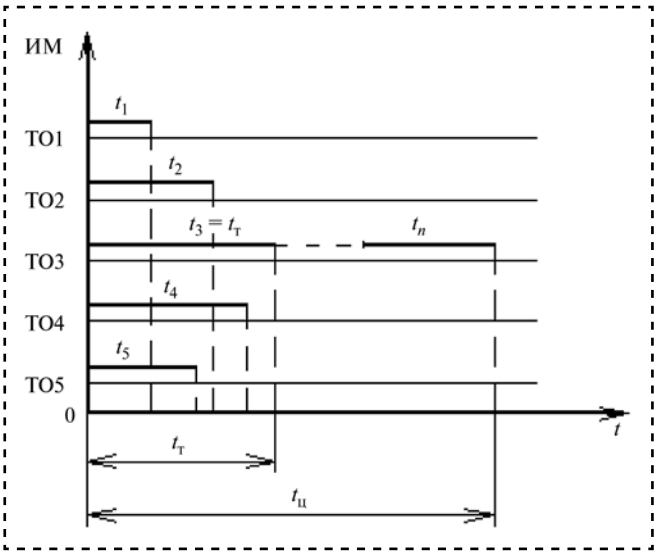

Рис. 2. Циклограмма сборочной линии с непрерывно движущимся конвейером:
ИМ — исполнительные механизмы; ТО — технологическое оборудование; *n* — число операций в СЛ

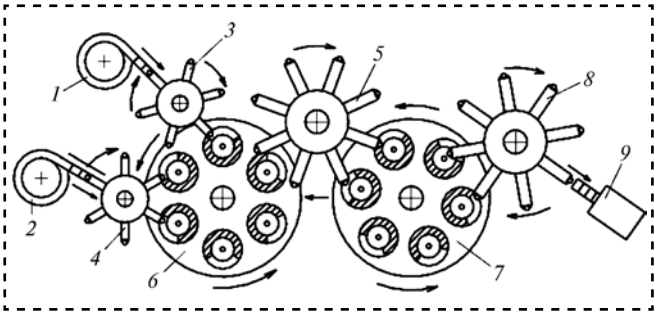

Рис. 3. Компоновка роторной СЛ:
1, *2* — бункерные ЗУ; *3*, *4* — загрузочные роторы; *5* — транспортный ротор; *6*, *7* — технологические роторы; *8* — разгрузочный ротор; *9* — накопитель собранных изделий

где η = 0,90...0,95 — коэффициент использования линии.

К подвижной сборке с непрерывно движущимся конвейером относятся роторные сборочные линии (РСЛ), для которых характерна линейно-круговая компоновка (рис. 3). Поскольку в РСЛ все роторы вращаются непрерывно с заданной угловой скоростью ω от общего привода, производительность РСЛ определяется через известное тактовое время [1, 2]

$$t_т = s/v_к,$$

где *s* — шаг между позициями на роторе (задается конструктивно);

$v_к = v_р = \omega R = \pi Rn/30$ — линейная скорость ротора;

R — радиус ротора (задается конструктивно);

n — частота вращения ротора, мин$^{-1}$ (задается).

Подставляя значение $v_р$ в выражение $t_т$, получим

$$t_т = 30s/\pi Rn,$$

а производительность РСЛ

$$Q_{РСЛ} = \pi Rn\eta/30s,$$

где η = 0,85...0,92.

Для сборки средне- и малогабаритных изделий в машино- и приборостроении широкое применение находят структуры подвижной сборки с тактовым конвейером. Сборочная линия с вертикально замкнутым тактовым конвейером спутников имеет механизмы (например, лифты) для передачи спутников с рабочей ветви конвейера на возвратную и обратно (рис. 4).

В случае жесткого крепления спутников к транспортной ленте конструкция системы упрощается за счет исключения лифтов. Вдоль рабочей ветви располагают автоматизированные рабочие места (АРМ) и автоматические сборочные посты (АСП). Недостаток данной структурной схемы — невозможность использования для сборки возвратной ветви конвейера и затрудненность контроля спутников на этой ветви. Тем не менее, такие СЛ применяют в различных отраслях промышленности из-за сравнительно простой конструкции транспортной системы.

Сборочная линия с горизонтально замкнутым тактовым конвейером спутников позволяет размещать АРМ и АСП вдоль обеих ветвей,

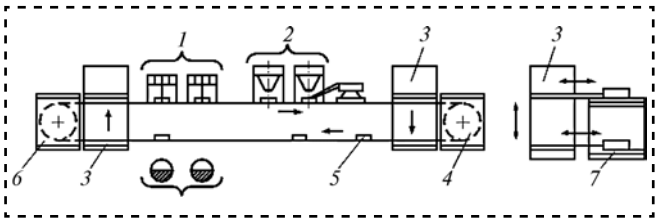

Рис. 4. Структура СЛ с вертикально замкнутым тактовым конвейером спутников:
1 — АРМ; *2* — АСП; *3* — лифт; *4* — привод конвейера; *5* — спутник; *6* — реверс конвейера; *7* — конвейер

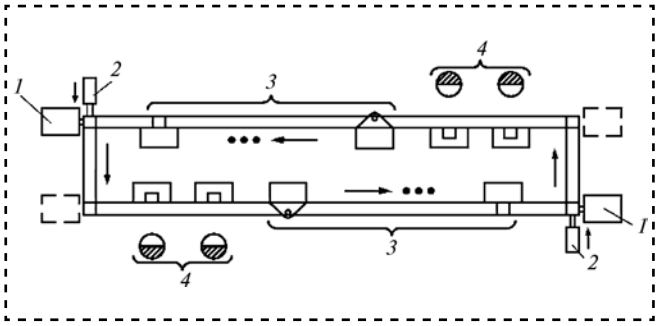

Рис. 5. Структура СЛ с горизонтально замкнутым тактовым конвейером спутников:
1 — привод конвейера; *2* — толкатель; *3* — АСП; *4* — АРМ

благодаря чему длина линии может быть существенно сокращена (рис. 5).

Контроль спутников и качества выполнения операций сборки здесь заметно облегчен. В то же время конструкция транспортной системы таких линий сложнее, поскольку требуются механизмы перемещения объектов сборки между двумя ветвями конвейера. Кроме того, данная линия требует расширенной полосы производственного участка.

Подобные СЛ для мелкосерийного производства можно выполнять достаточно гибкими, поскольку они допускают различные компоновки, сочетающие АРМ и АСП, а также возможность поэтапной автоматизации сборочного ТП. Принципиальные схемы среднего и конечных сборочных модулей СЛ с базовыми комплектами даны на рис. 6.

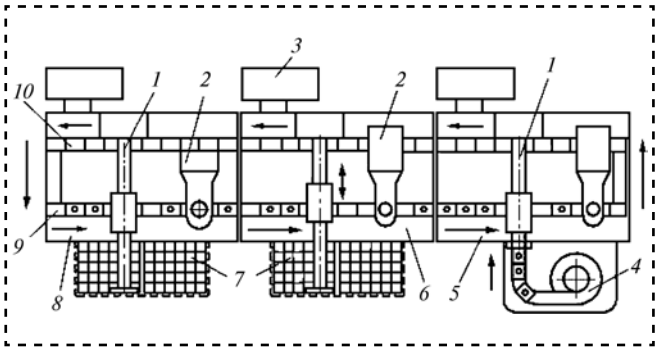

Рис. 6. Средний и конечные сборочные модули (СМ) с базовыми комплектами:
1 — загрузочный робот; *2* — сборочная головка; *3* — СУ; *4* — бункерное ЗУ; *5*, *8* — конечные СМ; *6* — средний СМ; *9*, *10* — прямая и обратная ветви конвейера; *7* — кассетный накопитель

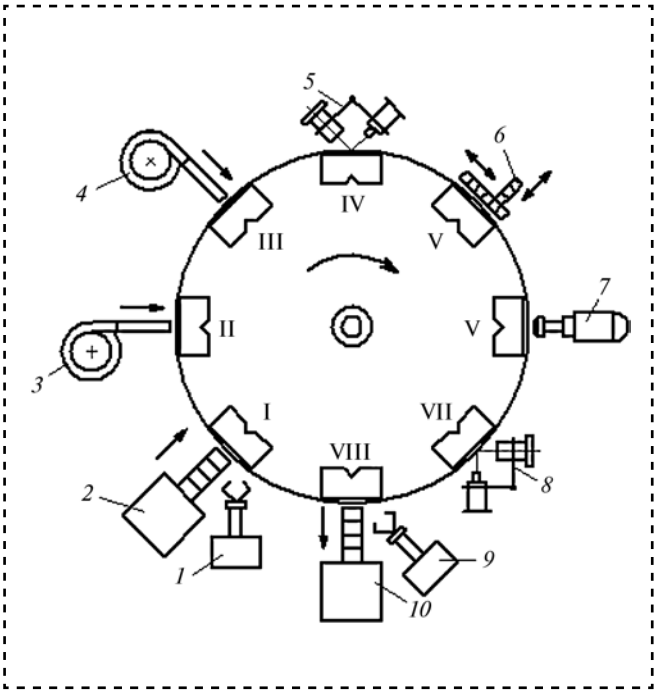

Рис. 7. Круговая компоновка СЛ с тактовым поворотным столом:
1 — загрузочный робот; *2* — кассетный накопитель БД; *3*, *4* — БЗУ; *5* — устройство контроля совмещения; *6* — изолятор брака; *7* — сборочная головка; *8* — устройство контроля соединения; *9* — разгрузочный робот; *10* — накопитель собранных изделий; I—VIII — рабочие позиции

На сборочных модулях фирмы "Бош", предназначенных для комплектования СЛ, также использована транспортная система с горизонтально замкнутым тактовым конвейером спутников [2]. В зависимости от заданной производительности СЛ базовый модуль может включать один или два сборочных робота с соответствующим числом загрузочно-накопительных устройств (ЗУ).

При ограничении в производственных площадях (особенно по длине) возможно применение СЛ круговой компоновки с тактовым поворотным столом (рис. 7).

В соответствии с циклограммой (рис. 8) тактовое время для СЛ с тактовым конвейером

$$t_т = t_в + t_д,$$

где $t_в = t_л$ — время выстоя конвейера (задается по времени лимитирующей операции $t_л$);

$t_д$ — время движения конвейера на шаг s (задается минимальное).

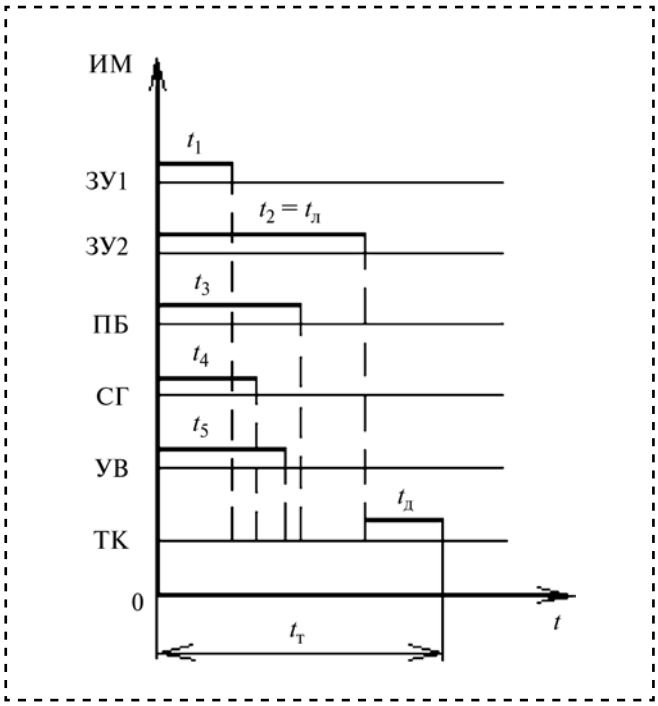

Рис. 8. Циклограмма сборочной линии с тактовым конвейером:
ЗУ — загрузочное устройство; ПБ — проверка базирования; СГ — сборочная головка; УВ — устройство выгрузки; ТК — тактовый конвейер

Производительность СЛ

$$Q_{сл} = \eta/(t_в + t_д),$$

а время цикла

$$t_ц = t_т n_{оп},$$

где $n_{оп}$ — число операций в линии.

При проектировании СЛ необходимо решить два важных вопроса:

1) провести синхронизацию оборудования линии по производительности;

2) провести мероприятия по повышению коэффициента использования η.

Синхронизации по производительности достигают за счет дублирования оборудования на операциях с максимальной длительностью t_{max}. Дублирование можно осуществлять по параллельной (рис. 9, *а*) или по последовательной (рис. 9, *б*) схемах. При дублировании на операциях с t_{max} необходимо установить $n = t_{max}/t_т$ единиц оборудования (здесь $t_т$ — тактовое время линии).

Дублирование по параллельной схеме существенно усложняет конструкцию транспортной системы за счет устройств разделения и соединения потоков, однако позволяет увеличить производительность СЛ. Дублирование по последовательной схеме неизбежно увеличивает длину линии. При этом время выполнения операции разделяется между станками-дублерами.

Коэффициент использования η линии повышают за счет встраивания в транспортную систему межоперационных накопителей (МН) деталей. Для этого линию разделяют на участки, между которыми устанавливают МН. Разделение на участки производят из условия равновеликих внецикловых потерь [2, 3].

Каждый МН представляет собой емкость, на 1/2 заполненную деталями (рис. 10). В случае отказа оборудования перед МН питание последующего оборудования осуществляется из МН. В случае отказа оборудования за МН детали из предыдущего оборудования поступают в свободную емкость накопителя. В обоих случаях линия не останавливается, пока идет ремонт оборудования. Поскольку емкость МН конструктивно ограничена, то эффективность МН обычно максимальна при времени устранения отказа порядка 10...15 мин. Во время штатной работы линии МН выключен.

Сборочные линии со встроенными МН относятся к линиям нежесткого (несинхронного) типа. Характерным примером линий жесткого (синхронного) типа являются роторные линии.

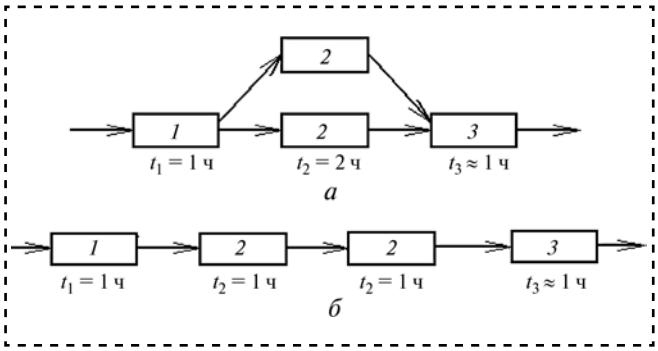

Рис. 9. Синхронизация оборудования сборочной линии по производительности:
а — с разветвлением транспортного потока; *б* — без разветвления

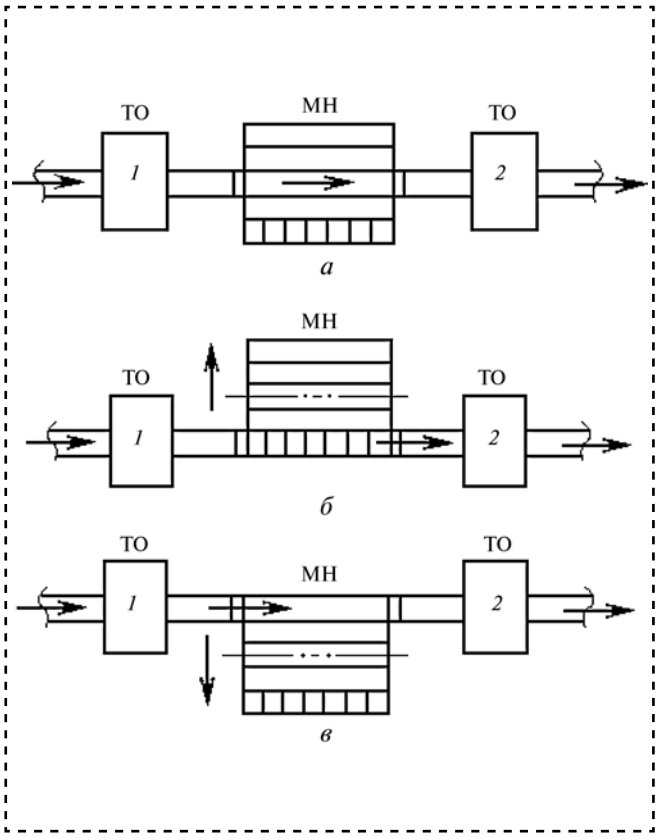

Рис. 10. Работы межоперационного накопителя в сборочной линии несинхронного типа:
а — МН не включен (штатная работа линии); *б* — МН включен на питание ТО2 (отказ ТО1); *в* — МН включен на заполнение (отказ ТО2); ТО — технологическое оборудование

Выводы

1. *Подвижная схема в виде сборочной линии (СЛ) обеспечивает повышение производительности сборки за счет одновременного выполнения всех операций за время такта (параллельная схема) и ритмичности технологического процесса.*

2. *Анализ структур СЛ показывает, что предпочтение следует отдавать линии с горизонтально замкнутым конвейером спутников, так как он позволяет размещать АРМ и АСП вдоль обеих ветвей, благодаря чему длина линии может быть существенно сокращена. Кроме того, контроль спутников и качества выполнения операций сборки здесь заметно облегчается. В то же время конструкция транспортной системы таких линий сложнее, поскольку требуются механизмы перемещения объектов сборки между двумя ветвями конвейера.*

Библиографический список

1. **Иванов А.А.** Автоматизация технологических процессов и производств: учеб. пособие. М.: Форум, 2011. 224 с.

2. **Иванов А.А.** Автоматизированные сборочные системы: учебник. М.: Форум, 2012. 336 с.

3. **Иванов А.А.**, **Москвичев А.А.** Проектирование автоматизированного сборочного оборудования: учеб. пособие. Н. Новгород: НГТУ, 2005. 124 с.

УДК.62-137

Е.А. Краева, В.О. Ломакин, *канд. техн. наук*
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)
E-mail: lomakin_vladimir@list.ru

Гидродинамическое моделирование эффекта "запирания" дроссельных каналов и его сравнение с экспериментальными данными

Проведено гидродинамическое моделирование эффекта "запирания" дроссельных каналов, результаты моделирования сопоставлены с данными, полученными экспериментально. Показано, что эффект "запирания" может быть достаточно точно смоделирован методами вычислительной гидродинамики. Приведены математические модели, используемые в ходе моделирования. Представлено подробное описание стенда, его гидравлическая схема и методика проведения эксперимента.

The hydrodynamic modeling of the effect of "locking" in throttle channel, the simulation results compared with the data obtained experimentally was descrubed. It is shown that the effect of "locking" can be fairly accurately modeled methods of computational fluid dynamics. Mathematical models used in the simulation. A detailed description of the stand, its hydraulic circuit and the experimental technique. The data obtained during the experiment and the simulation are shown. Comparison of the results of experiment and simulation is presented.

Ключевые слова: эффект "запирания" дроссельных каналов, численная гидродинамика, верификация.

Keywords: effect of "locking" in throttle channels, CFD, verification.

Эффект "запирания" дроссельных каналов состоит в том, что при определенном соотношении давлений на входе $p_{вх}$ и выходе $p_{вых}$

$$\frac{p_{вх}}{p_{вых}} > C$$

изменение давления на выходе перестает влиять на расход Q жидкости. Здесь C — некоторая постоянная для заданного расхода через дроссель.

В этом случае известную из механики жидкости формулу

$$Q = \mu A\sqrt{\frac{2\left(p_{вх} - p_{вых}\right)}{\rho}},$$

где μ — коэффициент расхода дросселя;

A — площадь проходного сечения дросселя, м^2;

ρ — плотность жидкости, кг/м^3, уже нельзя применять при расчете расхода жидкости через дроссель.

Причина такого эффекта — кавитационные явления при протекании жидкости через дроссельный канал. Давление в сжатом сечении достигает значения давления насыщенного пара при данной температуре и больше не уменьшается. Таким образом, при фиксированном давлении на входе в дроссельный канал перепад давления между входом и сжатым сечением перестает изменяться и расход жидкости определяется именно этим перепадом, а не разницей давления между входом и выходом.

Так как подобные дросселирующие элементы встречаются повсеместно в гидросистемах, расчет течения жидкости с учетом "эффекта запирания" является актуальной задачей.

Метод трехмерного гидродинамического моделирования позволяет с высокой точностью рассчитывать течения в каналах гидроаппаратуры с учетом взаимного влияния отдельных дросселирующих элементов и поэтому находит все более широкое применение в условиях постоянно ужесточающихся требований к массогабаритным характеристикам оборудования.

Экспериментальная часть

Целями эксперимента являются выявление эффекта запирания в дросселе, получение расходно-перепадной характеристики дросселя и последующее ее сравнение с результатами расчета. Схема лабораторного стенда приведена на рис. 1.

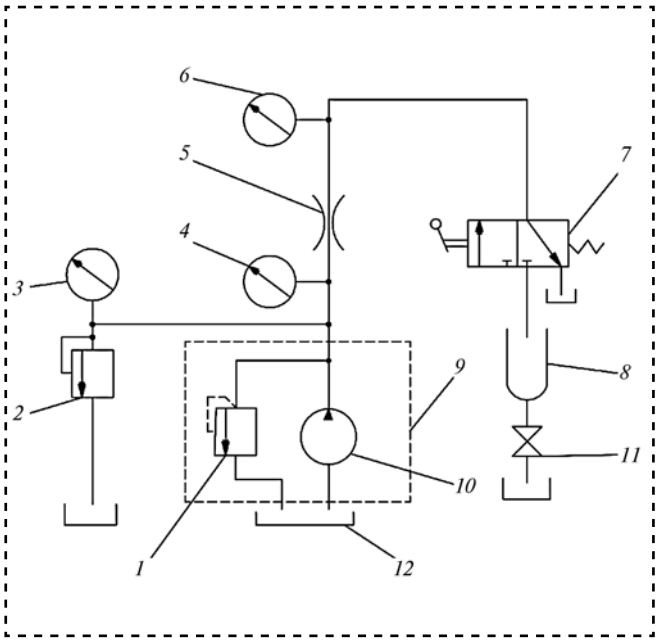

Рис. 1. Лабораторный стенд:
1 — предохранительный клапан; *2* — переливной клапан; *3*, *4*, *6* — манометры (класс точности 1-й, цена деления 1 бар); *5* — дроссель; *7* — распределитель; *8* — мерный бак (цена деления 0,05 л); *9* — питающая установка; *10* — насос; *11* — задвижка; *12* — бак

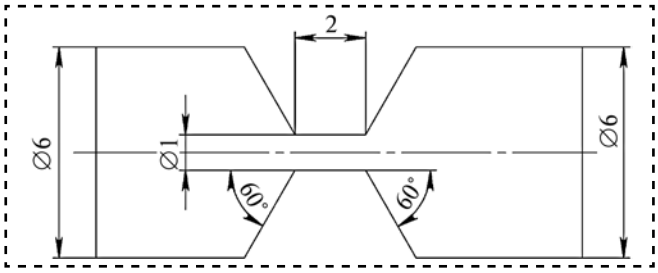

Рис. 2. Дроссель

Эскиз дросселя приведен на рис. 2.

В ходе эксперимента измеряли перепад давлений на дросселе с помощью манометров *4* и *6* и расход жидкости через дроссель с помощью мерного бака *8*.

Данные, полученные в ходе эксперимента, приведены в табл. 1 и на рис. 3.

Так как кроме потерь давления на дросселе при протекании жидкости существуют еще потери в подводящих и отводящих каналах, то между точками замера давления при экспериментальном исследовании проводили замер перепада на участке между манометрами при отсутствии дросселя, а затем эти потери вычитали из перепада, полученного с установленным дросселем.

Таблица 1

Экспериментальные данные

Номер измерений	$Q_э$, л/мин	$p_{1э}$, МПа	$p_{2э}$, МПа	$\Delta p_э$, МПа
1	3,43	4,330	0,70	3,250
2	3,44	4,356	0,80	3,170
3	3,42	4,300	0,90	3,020
4	3,44	4,356	0,10	2,970
5	3,41	4,280	0,11	2,800
6	3,41	4,280	0,12	2,700
7	3,33	4,080	0,13	2,420
8	3,18	3,820	0,14	2,090
9	3,16	3,840	0,15	2,020
10	3,00	4,100	0,20	1,810
11	2,67	4,170	0,25	1,440
12	2,31	4,250	0,30	1,080
13	1,90	4,356	0,35	0,740
14	1,45	4,490	0,40	0,420

Картина течения через дроссель показана на рис. 4 (стр. 2 обл.).

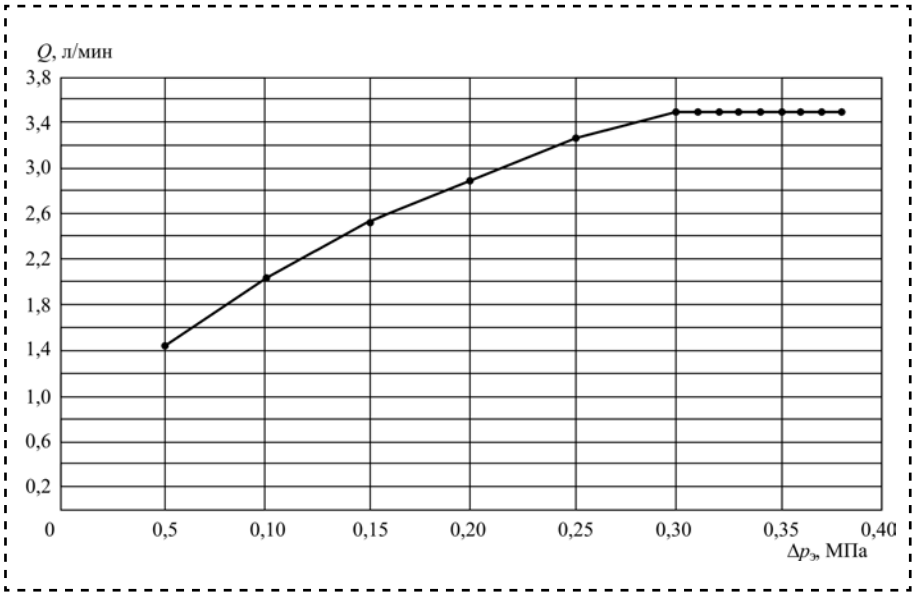

Рис. 3. Зависимость расхода *Q* жидкости через дроссель от перепада давления на нем

Численное моделирование

Расчет проводили методами гидродинамического моделирования на дросселе тех же размеров при тех же режимах течения.

Метод численного моделирования основан на решении дискретных аналогов базовых уравнений гидродинамики. В случае модели несжимаемой жидкости (ρ = const) имеют место уравнения сохранения массы и сохранения количества движения.

Уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности) имеет вид:

$$\frac{\partial \overline{U}_x}{\partial x} + \frac{\partial \overline{U}_y}{\partial y} + \frac{\partial \overline{U}_z}{\partial z} = 0,$$

где $\overline{U}_x, \overline{U}_y, \overline{U}_z$ — проекции скорости на оси *X, Y, Z*.

Уравнение сохранения количества движения (осреднение по Рейнольдсу):

$$\rho\left[\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_i \frac{\partial U_i}{\partial x_j}\right] = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[T_{ij}^{\text{v}} - \rho\left\langle u_i u_j \right\rangle\right],$$

где ρ — плотность среды;

p — осредненное по времени давление;

$\tilde{T}_{ij}^{\text{v}} = 2\mu\tilde{s}_{ij}$ — тензор вязких напряжений для несжимаемой жидкости;

$\tilde{s}_{ij} = \frac{1}{2}\left[\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i}\right]$ — тензор скоростей деформации;

$\rho\left\langle u_i u_j \right\rangle$ — Рейнольдсовы напряжения.

Введение уравнения Навье—Стокса, осредненного по Рейнольдсу, делает систему уравнений не замкнутой, так как появляются дополнительные неизвестные Рейнольсовы напряжения. Для решения этой системы в данной задаче была использована полуэмпирическая k—ω SST модель турбулентности, которая вводит необходимые дополнительные уравнения.

С точки зрения формы дросселя и граничных условий задача является симметричной относительно горизонтальной оси дросселя. Поэтому для уменьшения числа ячеек расчетной сетки и более быстрого проведения расчета задачу моделировали как осесимметричную. На исходной 3D-модели дросселя была построена призматическая сетка. Для стабилизации характеристик потока после дросселя выходное сечение отодвигали от исходной расчетной области на расстояние около трех диаметров. В осесимметричной постановке задачи 3D-модель преобразуется в 2D (рис. 5).

Поток жидкости, протекающего через дроссельный канал, моделировался на основе нестационарных уравнений динамики жидкости. При расчете использовали многофазную модель потока, учитывающую две фазы: воду и пар. В программном пакете для этого использован метод VOF (Volume Of Fluid).

В методе VOF многофазную среду рассматривают как одиночную текучую среду, свойства которой изменяются согласно объемной доле каждой из присутствующих фаз:

$$\alpha_i = \frac{V_i}{V},$$

где V_i — объем каждой i-й фазы;

V — объем ячейки.

Уравнение для массовой концентрации каждой из фаз имеет вид:

$$\frac{\partial(\alpha_i \rho_i)}{\partial t} + \nabla(\alpha_i \rho_i V) = 0,$$

где ρ_i — плотность i-й фазы, кг/м^3;

t — время, с;

∇ — дифференциальный оператор набла.

Кавитацию в дроссельном канале моделировали на основе упрощенной модели Рэлея—Плессета. Упрощенная модель не учитывает поверхностного натяжения газового пузыря и влияние вязкости жидкости на скорость роста пузыря. Скорость роста кавитационного пузыря вычисляется как

$$\left(\frac{dR}{dt}\right)^2 = \frac{2}{3}\frac{p_{\text{нас}} - p}{\rho},$$

где R — радиус пузыря, м;

$p_{\text{нас}}$ — давление насыщенного пара жидкости, Па;

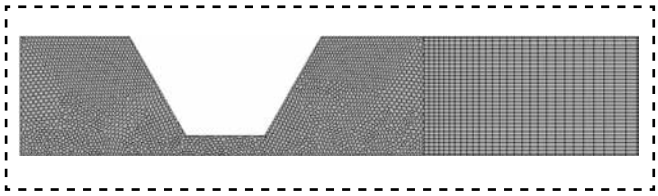

Рис. 5. 2D-модель дросселя с расчетной сеткой

p — давление в окружающей жидкости, Па;

ρ — плотность жидкости, кг/м^3.

При этом минимальные размер пузыря и концентрация газа в любой расчетной ячейке строго ограничены очень малыми (но не нулевыми) значениями.

В качестве граничных условий были взяты давления на входе и выходе дросселя.

В ходе расчета давление жидкости на входе было постоянным, и, при разных значениях давления на выходе, проводился расчет, при этом вычислялись значения скорости на входе.

Концентрации фаз, полученные при одном из давлений на выходе, представлены на рис. 6 (стр. 2 обл.).

Результаты расчета приведены в табл. 2.

Результаты сравнения представлены на рис. 7 (стр. 2 обл.) и табл. 3.

Таблица 2

Результаты расчета при давлении на входе p_1 = 4,5 МПа

Номер измерений	p_2, МПа	Δp, МПа	Q, л/мин
1	0,7	3,8	3,493
2	0,8	3,7	3,493
3	0,9	3,6	3,493
4	1,0	3,5	3,493
5	1,1	3,4	3,493
6	1,2	3,3	3,493
7	1,3	3,2	3,493
8	1,4	3,1	3,493
9	1,5	3,0	3,493
10	2,0	2,5	3,255
11	2,5	2,0	2,883
12	3,0	1,5	2,526
13	3,5	1,0	2,034
14	4,0	0,5	1,441

Таблица 3

Сравнение результатов расчета и эксперимента

Δp, МПа	Q, л/мин	$Q_э$, л/мин	Δ, %
32	3,49	3,44	1,46
31	3,49	3,43	1,77
30	3,49	3,43	1,77
25	3,26	3,36	3,20
20	2,88	3,15	9,26
15	2,53	2,72	7,72
10	2,03	2,23	9,39
5	1,44	1,57	8,80

Выводы

1. *Применение указанной математической модели позволяет смоделировать все значимые физические процессы, оказывающие основное влияние на процесс течения в дроссельном канале.*

2. *Погрешность расчета расхода в зоне "запирания" составляет 1—2 %, что, видимо, связано с тем, что расход определяется перепадом между входом и сжатым сечением, а численное моделирование процесса сжатия потока имеет меньшую погрешность, чем процесса расширения.*

3. *Погрешность расчета расхода при работе дросселя без "запирания" существенно больше (до 9 %), что связано с влиянием на расход расширения потока, которое происходит с интенсивным вихреобразованием.*

4. *Дальнейшая настройка моделей турбулентности по результатам экспериментального исследования должна привести к снижению погрешности расчета во всем диапазоне давлений, что позволит рассчитывать дроссельные каналы во всех режимах их работы.*

Библиографический список

1. **Патанкар С.** Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. New York: Hemisphere publishing corporation, 1980.
2. **Лойцянский Л.Г.** Механика жидкости и газа: учеб. для вузов. 7-е изд., испр. М.: Дрофа, 2003. 840 с.
3. **Пирсол И.** Кавитация. Пер. с англ. Ю.Ф. Журавлева / Ред., предисл. и дополн. Л.А. Эпштейна. М.: Мир, 1975. 95 с.
4. **Rossetti A., Pavesi G., Ardizzon G., Santolin A.** Numerical analyses of cavitating flow in a pelton turbine // ASME digital collection. 2014. URL:http://fluidsengineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid = 1846558&resultClick=24
5. **Sunho Park, Shin Hyung Rhee**. Numerical analysis of super-cavitating flow around a two-dimensional cavitator geometry // ASME Digital Collection. 2011. URL:http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1627081&resultClick=1
6. **Battistoni M., Som S., Longman D.E.** Comparison of mixture and multifluid models for In-Nozzle cavitation prediction // ASME Digital Collection. 2014. URL:http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1812668&resultClick=1.

УДК 621.9.025.19

Я.Н. Отений, *д-р техн. наук,* **Н.И. Никифоров**, *канд. техн. наук,* **М.Ю. Носков**
(Камышинский технологический институт (филиал) ВолгГТУ)
E-mail: oteniy3@rambler.ru

О возможности совмещения черновой и чистовой расточки глубоких отверстий

Представлен метод обработки глубоких отверстий совмещенным резанием и выглаживанием. Приведена конструктивная схема расточной вихревой головки, конструктивная схема выглаживающих шпонок, а также конструкция инструментального блока с одновременной настройкой всех резцов.

The article is devoted to the method of processing deep holes combined with cutting and smoothing. Shows the design of the boring whirl head, the design of smoothing keys, as well as the block tool design with simultaneous adjustment of all incisors.

Ключевые слова: вихревая головка, глубокое отверстие, выглаживание, совмещенная обработка, конструктивная схема.

Keywords: whirl head, deep hole, smoothing, combined processing, design.

В машиностроительном производстве обработка глубоких отверстий, к которым предъявляют высокие требования по точности диаметральных размеров [1, 2], является распространенной и трудоемкой технологической операцией. При выполнении этих операций одновременно возникают проблемы обеспечения высокой производительности, предотвращение вибраций [3], формирование суставчатой стружки и ее удаление из зоны резания.

При обработке глубоких отверстий преимущественное применение нашли многорезцовые головки различных конструктивных исполнений. К ним относят резцовые расточные головки с определенностью и неопределенностью базирования.

При использовании резцовых головок с неопределенностью базирования (рис. 1, *а* и *б*) суммарная результирующая сила резания $P_{с.р}$ при равномерном расположении режущих лезвий по окружности обрабатываемого отверстия теоретически должна быть равна нулю. Однако за счет погрешностей изготовления инструмента, неоднородности по твердости обрабатываемого материала и изменения припуска появляется результирующая сила реза-

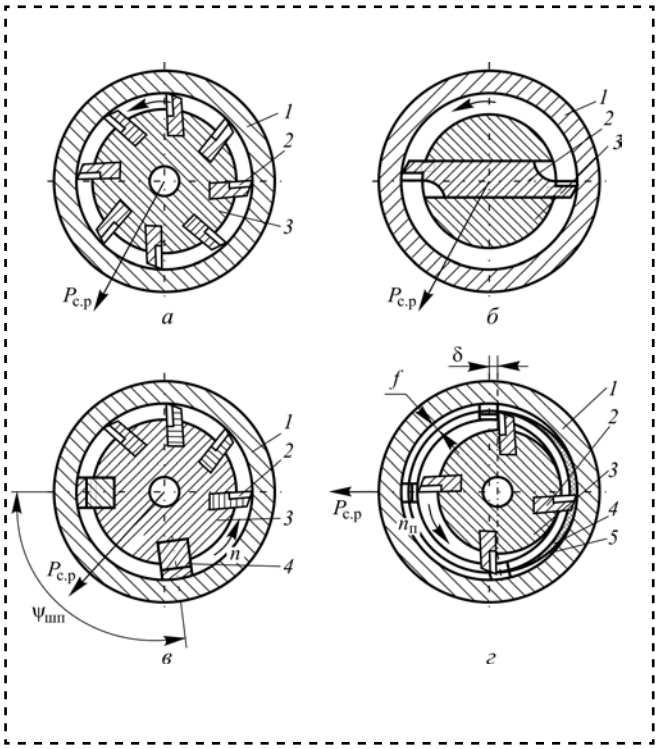

Рис. 1. Применяемые методы расточки отверстий:
а — расточной головкой с неопределенностью базирования; *б* — с применением плавающего блока резцов; *в* — с определенностью базирования; *г* — вихревое растачивание; *1* — обрабатываемая деталь; *2* — резцовая вставка; *3* — корпус; *4* — направляющая шпонка; *5* — срезаемый слой

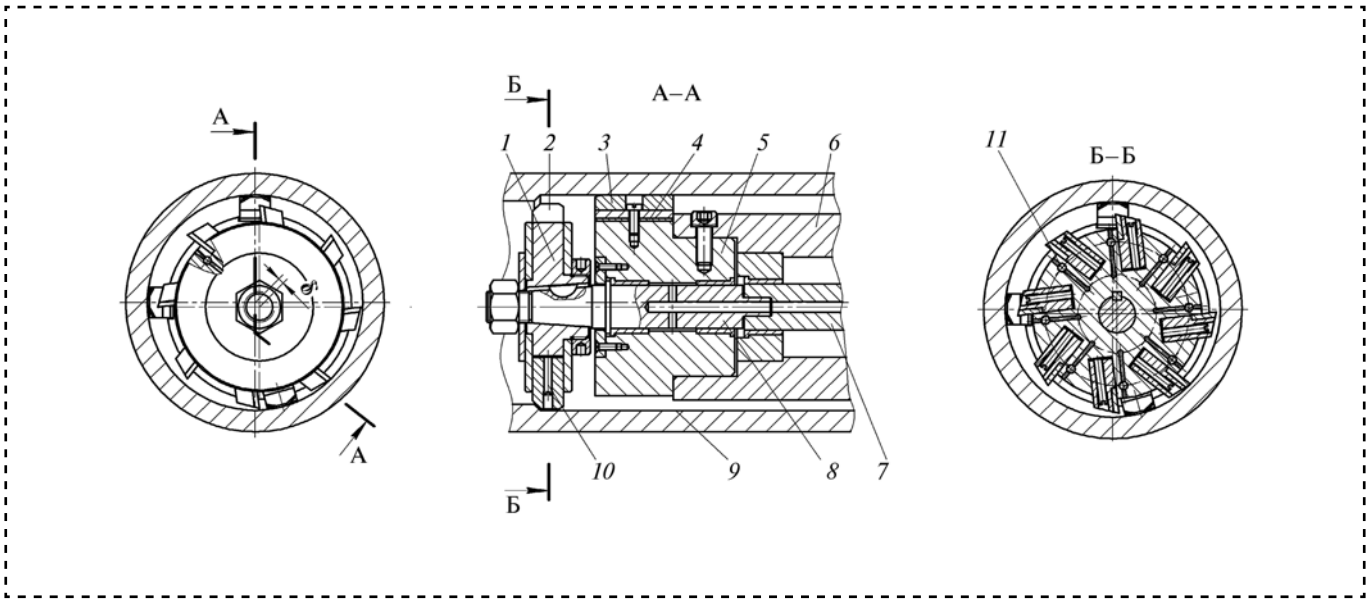

Рис. 2. Конструкция вихревой головки для глубокого растачивания отверстий

ния, направление и числовые значения которой заранее неизвестны. В результате этого возникают вибрации, снижается точность обработанной поверхности и необходимо снижать режимы резания [3].

Характерной особенностью резцовых головок с определенностью базирования (рис. 1, *в*) является наличие в их конструкции направляющих шпонок *4*, установленных таким образом, чтобы результирующая сила резания $P_{с.р}$ была расположена в пределах угла $\psi_{шп}$ их расположения. Эта сила уравновешивается реакциями взаимодействия шпонок с обработанным отверстием, что препятствует возникновению вибраций и неточности обработки.

Известен метод вихревого нарезания крупномодульных резьб [4]. Он может быть использован и для расточки глубоких отверстий (рис. 1, *г*). В этом случае подачу выбирают такой, чтобы обеспечить срезание всего припуска. Данный метод позволяет формировать фрагментарную стружку, обеспечивает высокую производительность, при этом использовать расточную головку с определенностью базирования.

В этом случае корпус инструментального блока *3* смещен относительно оси обрабатываемого отверстия на величину δ. Для направления инструмента при расточке используют направляющие шпонки *4*. Если шпонки выполнить конструктивно в виде выглаживающих вставок, то возможно совмещение черновой и чистовой обработки.

Предлагаемая конструкция вихревой расточной головки представлена на рис. 2. Вихревая головка состоит из инструментального блока *1*, закрепленного на оправке *8*, приводящейся во вращение в процессе обработки приводным валом *7*, установленным в борштанге *6*, направляющих шпонок *3*, установленных на невращающемся корпусе *5* и регулируемых прокладками *4*, и контактирующих в процессе резания с поверхностью обработанного отверстия *9*. Крепят вставные резцы *2* в резцовой головке после их настройки на размер вне станка штифтами *11*.

Точность обработки достигается обеспечением точности расстояния от вершин резцов *2* до наружной поверхности направляющих шпонок *3* и обеспечивается точностью изготовления деталей резцовой головки и точностью сборки, а также точностью настройки режущих вставок на заданный размер.

По мере размерного износа режущих лезвий резцов, необходимо осуществлять их поднастройку на первоначальный размер. Это

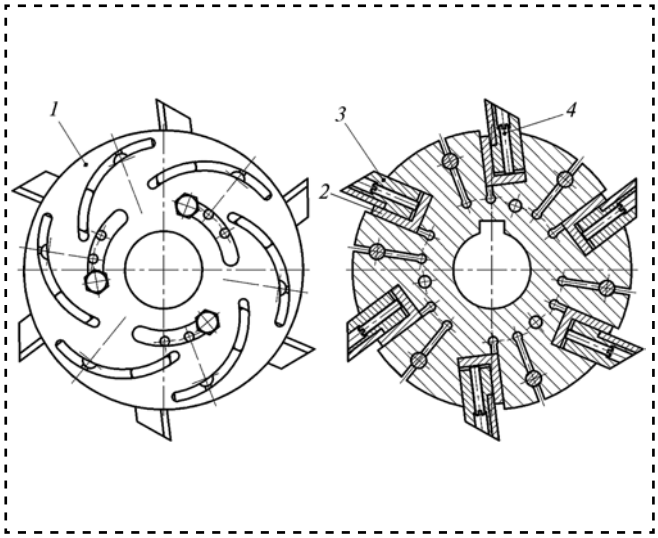

Рис. 3. Конструкция инструментального блока с одновременной настройкой всех резцов на размер

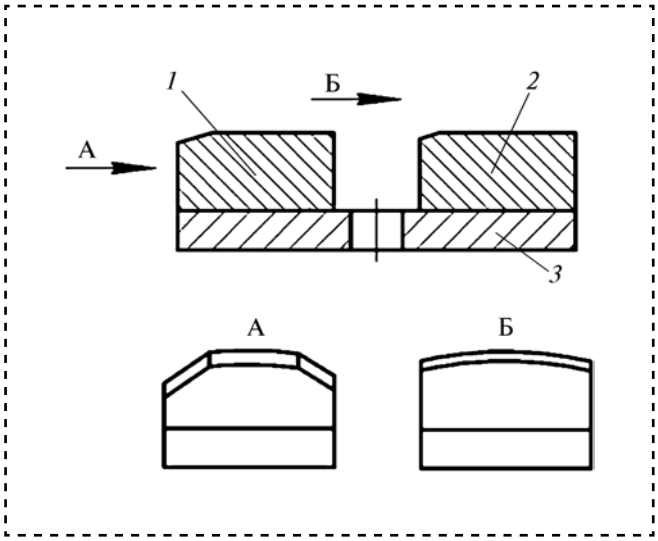

Рис. 4. Конструкция направляющей шпонки

достигается двумя возможными вариантами конструктивного исполнения резцовой головки. В первом варианте поднастройка резцов *2* на заданный размер осуществляется при помощи винтов *10*, расположенных непосредственно внутри резцовых вставок. При закручивании винтов *10* резцы *2* перемещаются в радиальном направлении.

Во втором варианте (рис. 3) в крышке *1* по окружности выполнены пазы в виде элементов архимедовой спирали, находящейся в зацеплении со специальным корпусом *2*, в котором установлены резцовые вставки *3*. При повороте крышки *1* вокруг оси головки на определенный угол все резцы одновременно перемещаются в радиальном направлении на величину, соответствующую углу подъема архимедовой спирали. Винты *4* в данном случае необходимы для предварительной настройки резцов после каждой перезаточки.

Для обеспечения выполнения функции направления инструмента по оси отверстия и выглаживания направляющие шпонки выполнены из двух участков (рис. 4). Участок *1* имеет меньшую площадь контакта с поверхностью заготовки по отношению к участку *2*. Профиль участка *1* направляющей шпонки выполнен в виде калибрующего элемента, а участок *2* осуществляет направление инструмента относительно оси заготовки. Оба участка шпонок закреплены на одном основании *3*.

Вывод

Предлагаемая конструкция вихревой расточной головки позволит применить совмещенное резание прогрессивным вихревым методом с поверхностным пластическим деформированием выглаживанием, что позволить совместить черновую и чистовую расточку, а также существенно повышает производительность обработки глубоких отверстий.

Библиографический список

1. **Горелова А.Ю., Плешаков А.А., Кристаль М.Г.** Методы повышения точности обработки глубоких отверстий // Известия Тульского гос. ун-та. Технические науки. 2013. Вып. 7 (ч. 2). С. 363—370.

2. **Измайлов А.Д., Плешаков А.А., Горелова А.Ю., Кристаль М.Г.** Способ измерения диаметра номинально цилиндрического отверстия и устройство для его осуществления // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. № 6. С. 7—9.

3. **Металлорежущие** станки и инструменты / Н.Г. Сахаров и др. М.: Машиностроение, 1989. 328 с.

4. **Вихревое** нарезание резьбы в гайках / В.К. Никитин и др. М.: Машгиз, 1956. 42 с.

УДК 624.072.042.41

В.И. Погорелов, *д-р техн. наук,* **М.Ф. Калимуллин**
(Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики)
E-mail: vic@vp2098.spb.edu, montysson@gmail.com

Применение методов инженерного анализа для сокращения издержек на изготовление металлоконструкций

Рассмотрены вопросы практического применения упрощенных CAE-систем, интегрированных в CAD-системы, с целью сокращения издержек на изготовление металлоконструкций. Проведена классификация CAE-систем, на основании которой установлено, что для стержневых сварных металлоконструкций целесообразно использовать модуль Autodesk inventor simulation, встроенный в Autodesk inventor professional. Приведены результаты статического и модального анализа рекламной металлоконструкции, выполненного в этом модуле.

The questions of the practical application of simplified CAE-systems integrated into CAD-system, with purpose to reduce costs for metal fabrication are discussed. CAE-systems were classified and upon this classification found that module Autodesk inventor simulation, built in Autodesk inventor professional should be used for rod welded metal. The results of the static and modal analysis of advertising metal performed in this module are shown.

Ключевые слова: металлоконструкция; CAE-система; прочность сварной конструкции; модальный анализ.

Keywords: CAE-system; resistance welded construction; modal analysis.

Введение

В настоящее время проектирование проводят на основе CALS-технологий* [1], которые включают в себя полный цикл жизни от идеи до утилизации.

На стадии проектно-конструкторских работ, особенно в новых наукоемких областях техники [2], широкое применение находит компьютерное моделирование, которое позволяет сократить время создания металлоконструкции, снизить ее стоимость, а во многих случаях является и единственным инструментом, позволяющим анализировать различные варианты ее исполнения, исключая тем самым проведение сравнения на основе дорогостоящих натурных экспериментов.

В процессе проектирования металлоконструкции кроме геометрического моделирования в CAD-системе** необходимо просчитать ее на внешнее статическое и динамическое воздействия методами инженерного анализа, реализуемыми в программных средах CAE-систем***. В статическом анализе конструкции моделируют поле напряжений и деформаций, с помощью которого устанавливают опасные зоны с точки зрения ее несущей способности, а модальный анализ позволяет определить собственные частоты и формы колебаний. Указанное важно для предотвращения аварий, особенно при расположении рассматриваемых металлоконструкций на высоте, когда повреждение их опасно для жизни людей.

В настоящей работе рассмотрена металлоконструкция четвертой группы [3], которая предназначена для размещения рекламных конструкций на крышах зданий (рис. 1). Для указанных конструкций рассмотрим применение решетчатых

* **CALS-технологии** (англ. *Continious acquisition and life-cycle support* — непрерывная информационная поддержка поставок и жизненного цикла изделий), — подход к проектированию и производству высокотехнологичной и наукоемкой продукции, заключающийся в использовании компьютерной техники и информационных технологий на всех стадиях жизненного цикла изделия. *Прим. ред.*

** **CAD-системы** (англ. *Computer-aided design*) — компьютерная поддержка проектирования, предназначенная для решения конструкторских задач и оформления конструкторской документации (более привычно они именуются системами автоматизированного проектирования — САПР). *Прим. ред.*

*** **CAE-системы** (англ. *Computer-aided engineering*) — поддержка инженерных расчетов, представляющая собой применение обширного класса систем, каждая из которых позволяет решать определенную расчетную задачу (группу задач), начиная от расчетов на прочность, анализа и моделирования тепловых процессов до расчетов гидравлических систем и машин, расчетов процессов литья. В CAE-системах также используется трехмерная модель изделия. CAE-системы еще называют системами инженерного анализа. *Прим. ред.*

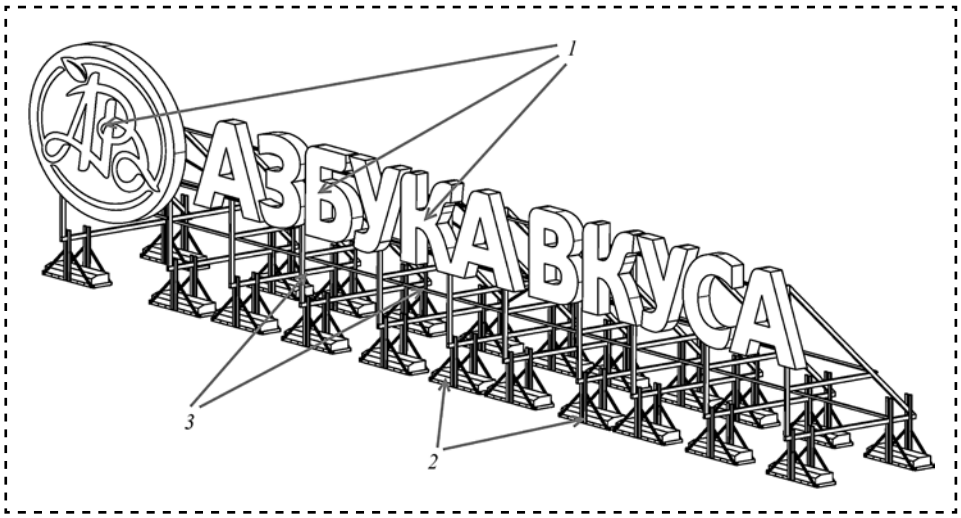

Рис. 1. Металлоконструкция для размещения рекламы:
1 — рекламные объемные элементы; *2* — опоры; *3* — металлоконструкции

конструкций, которые позволяют избежать такого опасного явления, как парусность [4].

К особенностям анализируемой конструкции, которые необходимо учитывать при создании ее модели, следует отнести:

1) низкую трудоемкость в процессе изготовления и достаточно короткие сроки монтажа;

2) применение сварки для соединения стержней между собой;

3) универсальность, обеспечивающая возможность изменения длины опорной поверхности, адаптируемой к размерам здания;

4) достаточную жесткость опор, обеспечивающих удержание металлоконструкции в рабочем состоянии;

5) способность противостоять природным факторам (дождь, солнце, ветер, снег) без разрушения и отказа в реализации своего функционального назначения;

6) способность противостоять порывам ветра на уровне крыши типовых зданий, на которых планируется размещение рекламы.

Целью настоящей работы является выбор программного продукта, в наибольшей степени удовлетворяющего указанным требованиям и демонстрация его возможностей на конкретном примере.

Выбор программной системы инженерного анализа

Сложность формы и значительные габариты рассматриваемой металлоконструкции часто не позволяют выполнить натурный или полунатурный эксперимент для установления предельных (разрушающих) нагрузок, поэтому для выполнения прочностных расчетов широко применяются CAE-системы с целью получения объективных гарантий надежности проектируемой конструкции.

Анализируя особенности металлоконструкции для размещения рекламы, можно указать основные требования, которым должно удовлетворять программное CAE-средство, необходимое для инженерного анализа этой конструкции:

1) стоимость и время проведения инженерного анализа должны быть низкими и не должны определять рыночную стоимость всего изделия;

2) необходимым условием для проектирования такой конструкции должна быть параметризация и ассоциативная связь ее элементов;

3) материал металлоконструкции должен противостоять неблагоприятным погодным факторам;

4) конструкция должна иметь запасы прочности, гарантирующие ее защиту от разрушения при статических нагрузках и порывах ветра.

5) из-за широкого применения сварки для соединения элементов металлоконструкции CAE средство должно обладать возможностью расчета сварочных соединений.

Очень часто в организациях, не специализирующихся на изготовлении и проектировании металлоконструкций, а изготавливающих изделия, в состав которых входит металлоконструкция, как вспомогательный элемент, используют уже имеющуюся аналогичную металлоконструкцию, масштабируя ее основные размеры. В таких случаях при проектировании завышают запасы прочности, которые приводят к перерасходу материала и увеличению стоимости конструкции.

В то же время современные конечно-элементные CAE-системы позволяют решить эту проблему, но при этом требуют глубоких знаний в области проведения инженерных расчетов. Поэтому исследование возможности применения более простых CAE-систем (встроенных вычислительных модулей) и внедрения их

на производствах, где не требуется высокая точность расчетов (что может быть частично компенсировано завышенным запасом прочности), несомненно является актуальной задачей.

Основным признаком для выбора системы должна быть ее функциональность с точки зрения возможности выполнения расчетов на прочность.

По функциональным возможностям CAE системы делят на три группы.

1. Системы полнофункционального инженерного анализа, обладающие мощными средствами, большими хранилищами типов для сеток конечных элементов, а также различных физических процессов. В них предусмотрены собственные средства моделирования геометрии или возможность импорта ее через промышленные стандарты Parasolid и ACIS. Полнофункциональные CAE-системы в большинстве случаев лишены ассоциативной связи с CAD. Поэтому, если в процессе расчета появляется необходимость изменять геометрию, то пользователю придется заново производить импорт геометрии и вводить данные для расчета. Самыми известными подобными системами считаются ANSYS/Multiphysics, AI*NASTRAN и MSC.NASTRAN и др.

2. Системы инженерного анализа, встроенные в тяжелые САПР, имеющие значительно менее мощные средства анализа, но ассоциативные с геометрией, поэтому отслеживающие изменения модели. Расчетные данные таких систем структурированы и интегрированы в общую систему проектирования тяжелой САПР. Примерами таких систем являются Pro/MECHANICA для Pro/ENGINEER, Unigraphics NX CAE для Unigraphics NX, Extensive Digital Validation (CAE) для I-deas, Catia CAE для CATIA.

3. Системы инженерного анализа среднего уровня, не имеющие мощных расчетных возможностей и хранящие данные в собственных форматах, либо ассоциативные с геометрией модели. Некоторые их них включают в себя встраиваемый интерфейс CAD-системы, другие считывают геометрию из CAD. К первым относят Inventor simulation для Autodesk inventor professional, COSMOS/Works, COSMOS/Motion, COSMOS/FloWorks для SolidWorks, ко вторым — visualNastran, Procision.

Можно сделать вывод, что для выполнения расчетов металлоконструкций на прочность существует множество программных продуктов, основанных на методе конечных элементов, но для выполнения расчетов в специализированных или универсальных CAE-системах требуются глубокие знания в данной области.

Кроме того, очень часто конструкторы и инженеры-расчетчики продолжают работать изолированно друг от друга, что приводит к дублированию работы, увеличению времени внесения изменений в проект, стоимости, а также сроков вывода изделия на рынок.

При этом CAE-системы, интегрированные в CAD (встроенные вычислительные модули), доступны для пользователей с малым опытом в области проведения инженерных расчетов.

Одним из таких модулей является Autodesk inventor simulation, входящий в состав Autodesk inventor professional, который может быть эффективно использован для оценки возможности сокращения издержек на изготовление металлоконструкций методами инженерного анализа. Этот модуль в полной мере удовлетворяет всем требованиям, которым должна удовлетворять CAE-система для инженерного анализа металлоконструкций. Особо следует отметить такие возможности модуля, как расчет сварочных соединений (широко распространенных) и простота освоения технологии Autodesk inventor, в который он встроен. В этой программе 2D-возможности успешно сочетаются с мощью 3D-технологии.

Кроме того, Autodesk inventor может корректно воспринимать и обрабатывать данные AutoCAD. Совместимость с DWG-форматом достигается с помощью самых лучших из используемых в отрасли инструментов переноса, поэтому проектировщики, работающие в 2D, смогут максимально просто перейти к 3D-моделированию в среде Autodesk inventor.

Приложение Autodesk inventor simulation построено на основе CAD-системы Autodesk inventor professional, поддерживает прямую ассоциативную связь с 3D-моделью Autodesk inventor и требует значительно меньшего объема обучения для управления его возможностями анализа и моделирования.

Далее приведены результаты статического расчета на прочность и собственные колебания рекламной металлоконструкции, которые иллюстрируют возможности модуля Autodesk inventor simulation.

Статика рекламной металлоконструкции

Для оценки возможностей модуля Autodesk inventor simulation выполнен проверочный расчет реально существующей конструкции с целью

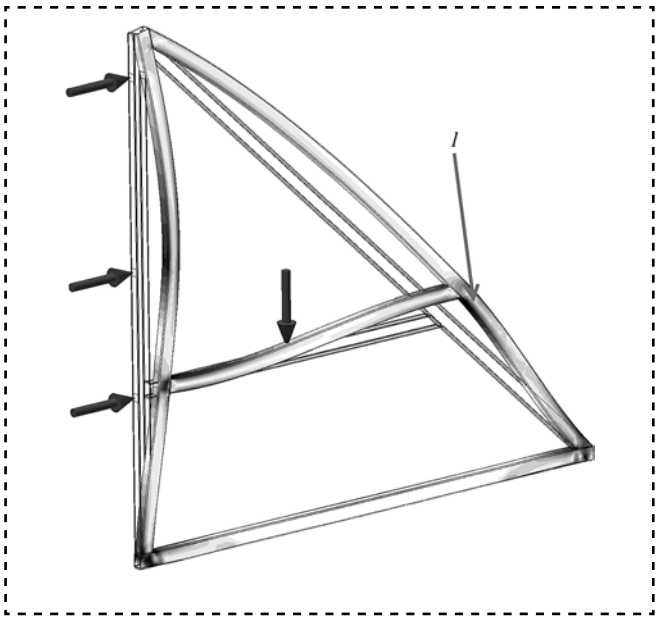

Рис. 2. Пространственная модель металлоконструкции:
1 — область максимального смещения по Мизесу

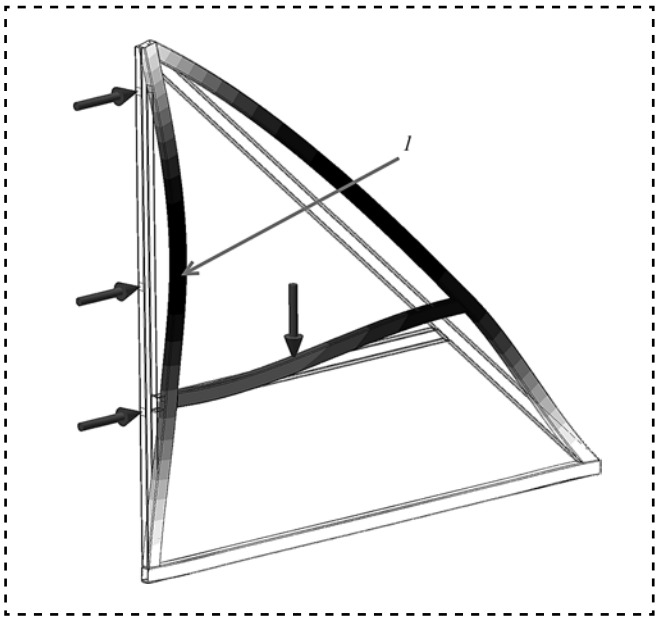

Рис. 3. Результаты моделирования в модуле "Анализ напряжений":
1 — максимальное смещение

убедиться в том, что эта конструкция соответствует условиям прочности, а также определить коэффициент запаса прочности, на основе которого можно будет оценить возможность оптимизации формы и массы конструкции.

Конструкция представляет собой крышную рекламную установку, состоящую из пространственно-стержневого металлокаркаса, сваренного из стали С235 различного сечения (рис. 2). Механические свойства фасонного проката из этой стали принимали по ГОСТ 27772—1988. Вертикальные фермы выполнены из стального профиля сечением $60 \times 40 \times 3$, а горизонтальные прогоны — из профиля $30 \times 30 \times 2$.

Сталь марки С235 хорошо сваривается [4] и является одной из наиболее распространенных и экономически выгодных марок стали из-за относительно малого содержания углерода (меньше 0,22 %) и кремния (меньше 0,3 %).

Для выполнения анализа конструкции в среде Autodesk inventor simulation была построена модель вертикальной фермы с помощью инструментов генератора рам.

Конструкция была нагружена ветровой нагрузкой, нагрузкой от силы тяжести рекламоносителя в точках крепления горизонтальных прогонов, а также нагрузкой от собственной силы тяжести металлоконструкции.

Ветровую нагрузку, которую задавали в модуле "Анализ напряжений" Autodesk inventor simulation, определяли по СНиП 2.01.07—1985 и составляла она 980 Н/м^2. Весовую нагрузку задавали в виде сосредоточенной силы тяжести, приложенной ко всей модели.

В результате расчета установлено, что максимальное напряжение по Мизесу составляют 26,52 МПа, что значительно меньше предельно допустимого значения для стали С235, равного 235 МПа, а максимальное смещение — 0,96 мм. На рис. 3 слева приведено распределение напряжений, а справа — смещений в конструкции под действием веса и ветровой нагрузки.

Стоит обратить внимание на то, что в проведенном расчете учитывались сварные швы в местах соединения профилей.

Анализ полученных результатов позволяет утверждать, что при проектировании этой металлоконструкции использовали завышенные значения коэффициентов запаса прочности, а сама схема конструкции не является оптимальной, что хорошо видно на эпюре смещения в элементах конструкции на рис. 3.

Для оптимизации поперечных сечений стержней была проведена серия расчетов в модуле "Анализ напряжений" среды Autodesk inventor simulation, в результате которых была изменена схема вертикальной фермы (рис. 4).

Для проверки этой схемы конструкции использовались трубы прямоугольного и квадратного сечения из стали марки С235 (ГОСТ 27772—1988),

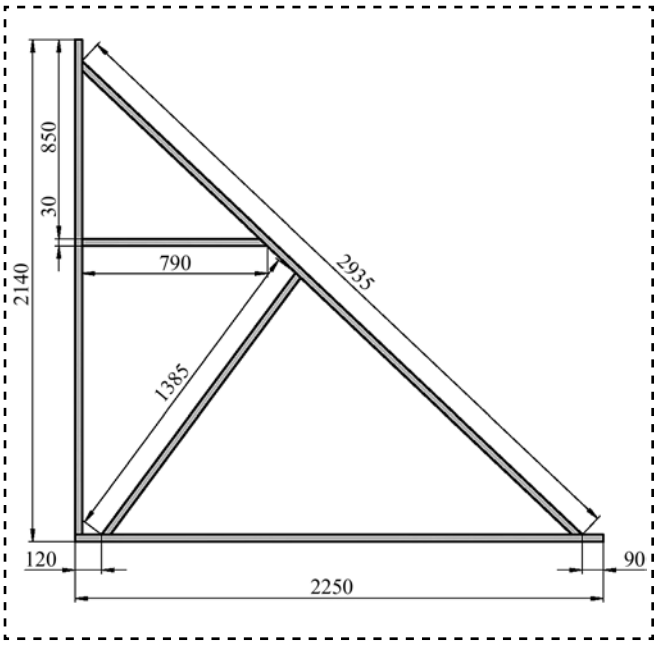

Рис. 4. Оптимизированная схема вертикальной фермы

а результаты расчетов для различных поперечных сечений стержней представлены в таблице.

Результаты проектировочного расчета в модуле "Анализ напряжений"

Сечение стержня	Максимальное смещение, мм	Максимальное напряжение, МПа	Коэффициент запаса прочности
60×40×3	0,4	17,98	13,0
50×30×2	0,6	38,90	6,0
50×25×3	0,5	32,04	7,3
50×25×2	0,7	43,72	5,4
40×25×3	0,9	44,81	5,2
40×20×3	1,1	52,67	4,4
40×20×2	1,4	69,81	3,3
30×30×3	1,6	59,05	3,9
30×30×2	**2,1**	**77,87**	**3,0**
30×20×2	2,9	107,10	2,2

Требования заказчика по коэффициенту запаса прочности, равному 3, удовлетворяются для сечения 30×30×2. На следующем этапе оптимизированная геометрия конструкции проверялась на возможность появления резонанса.

Модальный анализ

Резонанс может наблюдаться на частотах динамической ветровой нагрузки, близких к частотам собственных колебаний конструкции.

Во избежание или для значительного уменьшения вероятности появления резонанса необходимо спроектировать конструкцию так, чтобы большая часть ее нижних собственных частот не лежала в диапазоне частот внешних воздействий. Именно эту функцию и выполняет модуль частотного анализа системы Autodesk inventor simulation.

Анализ собственных частот можно выполнять независимо от анализа напряжений. Кроме того, частотный анализ можно выполнять на предварительно напряженной конструкции.

Autodesk inventor simulation позволяет определять собственные частоты и формы колебаний, соответствующие этим частотам. Имеется возможность отображения форм колебаний и просмотра их в виде анимации.

Анализ собственных частот колебаний конструкции выполнялся для оптимизированной формы конструкции, изображенной на рис. 4. В результате выполненного частотного анализа получены первые 10 частот собственных колебаний конструкции:

Номер частоты . .	1	2	3	4	5
Значение, Гц . .	6,31	21,19	41,85	79	80,33
Номер частоты . .	6	7	8	9	10
Значение, Гц . .	115,06	149,21	156,39	160,94	219,48

Формы колебаний для 1-й и 2-й частот изображены на рис. 5. Ни одна из полученных собственных частот колебаний не совпадает с предельным значением частоты собственных колебаний, при котором допускается не учитывать силы инерции, возникающие при колебаниях по соответствующей собственной форме [3—7].

На основе результатов модального анализа можно сделать вывод о том, что подобранные поперечные сечения стержней оптимальны, а предложенная схема конструкции удовлетворяет условиям прочности.

Выполненный анализ позволил уменьшить массу исходной вертикальной фермы от 36,7 кг — на 20 кг, так как масса оптимизированной вертикальной фермы составляет 16,7 кг. Следовательно, себестоимость изготовления вертикальной фермы снизилась более чем на 100 %, при том, что трудоемкость изготовления увеличилась незначительно.

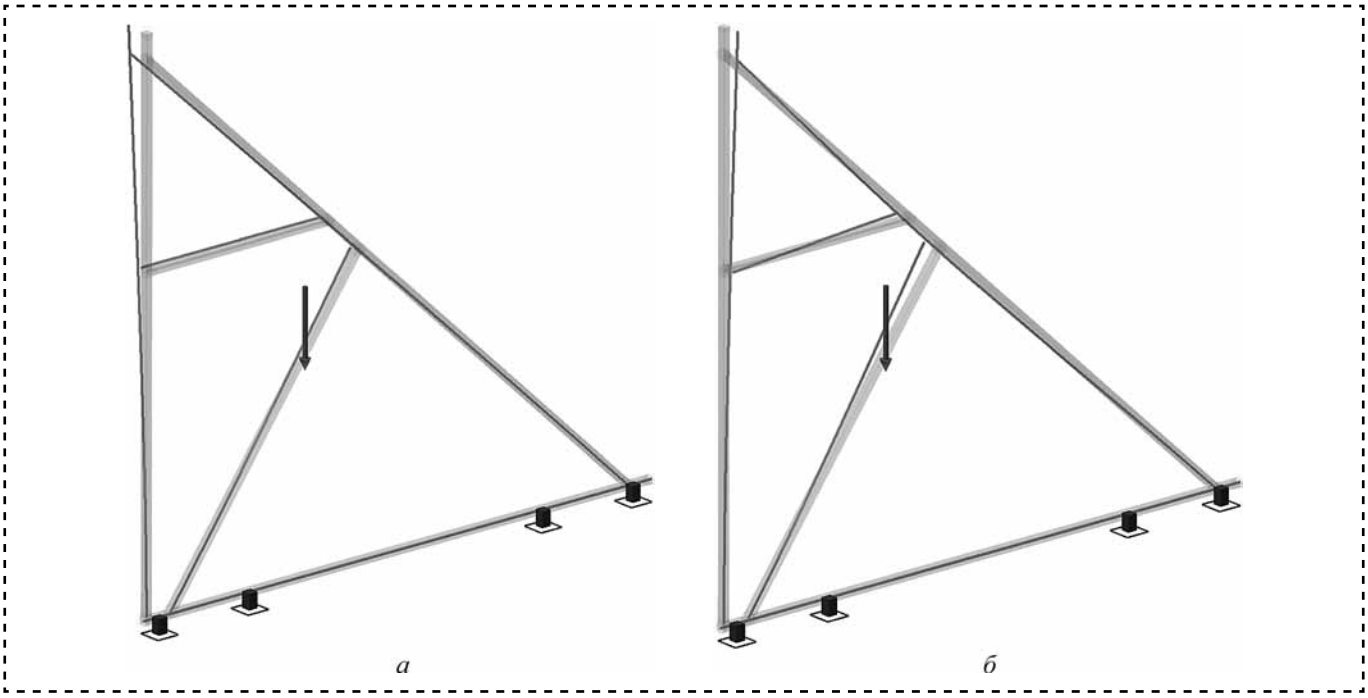

Рис. 5. Первые две формы собственных колебаний конструкции для 1-й (*а*) и 2-й (*б*) частот

Заключение

По результатам выполненного анализа металлоконструкции можно сделать следующие выводы.

1. В среде Autodesk inventor simulation реализована параметризация и ассоциативная связь расчетного модуля с 3D-моделью, благодаря чему имеется возможность быстрого перестроения модели и повторного проведения расчетов.

2. Анализ металлоконструкции не требует больших затрат по времени и финансам, доступен проектировщикам с малым опытом в области проведения инженерных расчетов, что весьма актуально в настоящее время.

3. В модуле "Анализ напряжений" реализован расчет металлоконструкций с учетом сварных швов (таким образом происходит учет конкретных условий сварочно-сборочной технологии), что положительно сказывается на точности проведения расчетов.

4. Предлагаемая методика позволяет учитывать динамику воздействия внешних сил, что позволяет не использовать применение эмпирических коэффициентов запаса, а следовательно, уменьшить металлоемкость конструкции.

5. Актуальность данного исследования подчеркивают публикации, появившиеся в последнее время [8].

Библиографический список

1. **Погорелов В.И.** Система и ее жизненный цикл: введение в CALS-технологии. СПб.: БалтГТУ, 2010. 182 с.

2. **Шалобаев Е.В.** Теоретические и прикладные вопросы развития мехатроники // Современные технологии / В сб.: Современные технологии. Под ред. С.А. Козлова. СПб.: СПб ИТМО, 2001. С. 47—64.

3. **СП 16.13330.2011.** Свод правил. Стальные конструкции. Актуализированная редакция СНиП II-23—1981*. М.: ОАО “ЦПП”, 2011. 171 с.

4. **Москалев Н. С., Пронозин Я.А.** Металлические конструкции. М.: Изд-во Ассоциации строительных вузов, 2007. 344 с.

5. **Старовойтов Э.И.** Сопротивление материалов. М.: Физматлит, 2008. 384 с.

6. **Малбиев С.А., Телоян А.Л., Марабаев Н.Л.** Строительные конструкции. Металлические конструкции. Железобетонные и каменные конструкции. Конструкции из дерева и пластмасс. М.: Изд-во Ассоциации строительных вузов, 2008. 176 с.

7. **Горев В.В.** Металлические конструкции. В 3 т. Т. 1. М.: Высшая школа, 2004. 551 с.

8. **Бохоров И.О., Карабанов В.В.** Пайка решетчатых и сотовых конструкций // Сборка в машиностроении, приборостроении, 2014. № 8.

УДК 628.947

С.Н. Литунов, *д-р техн. наук,* **Н.В. Ревзина, В.Ю. Юрков,** *д-р техн. наук*
(Омский государственный институт сервиса)
E-mail: NRevzina@mail.ru

Конструирование фокусирующих рефлекторов

Рассмотрен алгоритм расчета геометрии составного рефлектора, концентрирующего энергию излучателя на заданном отрезке. Решение плоской задачи является основой для пространственного моделирования системы концентрированного облучения поверхностей. Данные устройства позволяют повысить производительность на предприятиях, применяющих узкоспектральное излучение для полимеризации материалов.

This article describes calculating algorithm of composite reflector geometry, which concentrate energy at the given interval. Plane problem solution is the basis of spatial concentrated exposure surfaces modeling. Proposed devices increase productivity of the manufacture, which use narrow spectral radiation-polimerizable materials.

Ключевые слова: аппарат отражения, фокусирующий рефлектор, свет, облучение, энергоэффективность.

Keywords: reflective device, focusing reflector, light, radiation, energy efficiency.

В промышленности рефлекторы применяют для решения широкого спектра задач. В зависимости от геометрии, конструкции могут перенаправлять, рассеивать или концентрировать энергетический поток. Оптимальная система перераспределения света позволяет значительно сократить затраты на производство и продлить срок службы оборудования [1]. Например, в полиграфических технологиях применяют светонаправляющие конструкции для УФ-излучения при формировании фотополимерных печатных форм для различных видов печати и полимеризации УФ-красок и лаков. Использование отражателей в типографиях позволяет увеличить интенсивность излучения как минимум вдвое, соответственно изменяя время изготовления продукции [2]. Однако при использовании дополнительного излучения возникает ряд трудностей [3].

При конструировании систем фокусировки излучения основная проблема заключается в том, чтобы найти такое положение источника света и такую форму и положение отражателя, чтобы максимально использовать как прямой, так и отраженный потоки, перенаправляя его на запечатываемую область.

Предположим, что приемник энергетического излучения представляет собой отрезок, длина которого сравнима с размерами источника излучения. В этом случае требование равномерности облучения приемника не играет большой роли. Гораздо важнее обеспечить концентрацию всех лучей на приемнике, что равносильно исключению многократных "паразитных" отражений и связанной с этим потери энергии.

Частично такую задачу можно решить с помощью эллиптического рефлектора, однако такому варианту присущи серьезные недостатки. Главные из них:

- очень жесткие требования к точности изготовления формы рефлектора, так как даже незначительные отклонения будут вызывать "паразитарные" отражения;
- форма рефлектора обеспечивается при очень большом отношении большой и малой осей;
- исключается возможность перенастройки рефлектора при изменении длины приемника.

Конструкция рефлектора предлагается кусочно-нелинейной. Один из возможных вариантов приведен на рис. 1.

Рефлектор состоит из параболической части L_1, прямолинейной части L_2, линейных отражателей L_3 и L_4. Энергетический поток от источника S состоит из следующих частей:

- прямой поток S_1: $S \geqslant T$;
- поток S_2: $S \geqslant L_1 \geqslant L_2 \geqslant T$;
- поток S_3: $S \geqslant L_3 \geqslant T$;
- поток S_4: $S \geqslant L_4 \geqslant T$.

Отражение от рефлектора L_4 возможно многократное. Расчетная схема рефлектора приведена на рис. 2.

Конструирование и расчет рефлектора заключается в таком подборе параметров, которые должны обеспечить указанный ход лучей энергии.

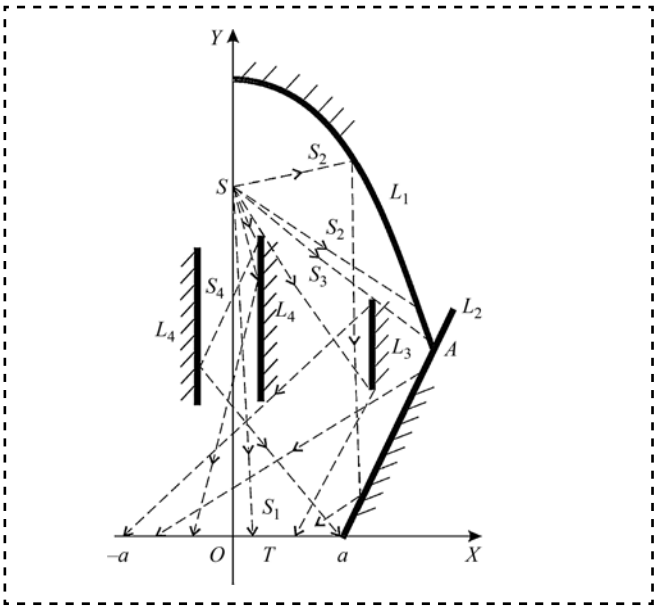

Рис. 1. Фокусирующий рефлектор и ход лучей

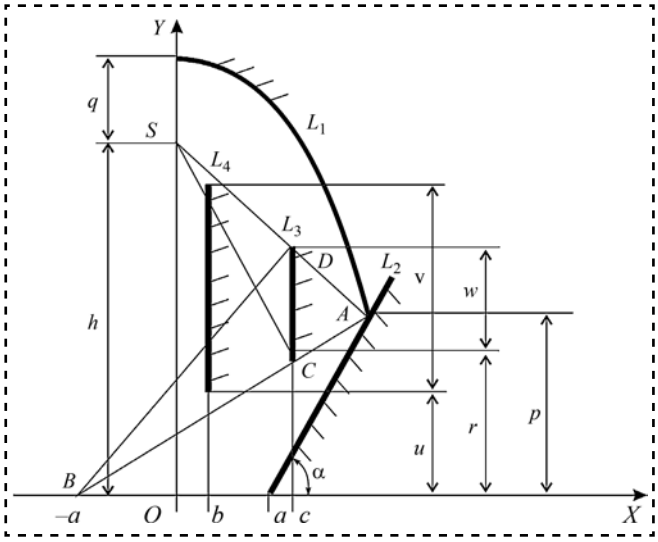

Рис. 2. Расчетная схема рефлектора

Определим возможное положение линейного участка L_2 (рис. 3.).

Уравнение пучка прямых L_2 с центром в точке (a, O) имеет вид: $y = \mathrm{tg}\alpha(x - a)$, где $\pi/n < \alpha < \pi/2$. Тогда $\beta = 2\alpha - \frac{\pi}{2}$.

Уравнение пучка прямых с направляющим углом β:

$$y = tg\left(2\alpha - \frac{\pi}{2}\right)(x + a).$$

Отсюда

$$\mathrm{tg}\alpha\,(x - a) = \mathrm{tg}\left(2\alpha - \frac{\pi}{2}\right)(x + a); \qquad (1)$$

$$x = a\frac{\mathrm{tg}\alpha + \mathrm{tg}\left(2\alpha - \frac{\pi}{2}\right)}{\mathrm{tg}\alpha - \mathrm{tg}\left(2\alpha - \frac{\pi}{2}\right)};$$

$$y = a\ \mathrm{tg}\left[\frac{\mathrm{tg}\alpha + \mathrm{tg}\left(2\alpha - \frac{\pi}{2}\right)}{\mathrm{tg}\alpha - \mathrm{tg}\left(2\alpha - \frac{\pi}{2}\right)} - 1\right]$$

есть параметрические уравнения геометрического места точек A, т.е. крайних точек на прямых L_2, от которых отраженные лучи попадают в точку $(-a, O)$.

При $\alpha \to \pi/n$ $x \to a$, $y \to 0$.

При $\alpha \to \pi/2$ $x \to \to$, $y \to \infty$.

Для того чтобы избежать попадания отраженных лучей на облучающее устройство, сместим фокус параболы L_1 от центра светонаправляющей конструкции на расстояние f, соизмеримое с габаритами источника. Тогда координаты фокуса $S_f(f, h)$, уравнение пучка параболы L_1 с директрисой $y = h + 2q$ имеет вид:

$$y = -\frac{(x - f)^2}{4q} + h + q.$$

Отсюда $$q = \frac{1}{2}\left(y - h + \sqrt{(f - x)^2 + (h - y)^2}\right),$$

куда подставляют значения x и y из уравнений (1).

Таким образом, получено семейство парабол L_1, параметризованное углом α.

Для определения параметров положения элемента L_3 воспользуемся тем, что во-первых, он должен располагаться между лучами SA и AB, где $B(-a, 0)$, $A(x_a, y_a)$; во-вторых, луч, отраженный точкой D, должен попасть в точку B или на отрезок $[-a, a]$.

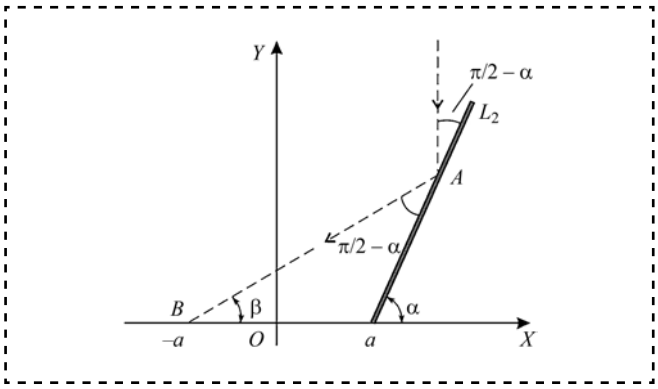

Рис. 3. Расчет нелинейного участка L_2

Уравнение прямой SA:

$$y = y_a \frac{x + a}{x_a + a}.$$

Уравнение прямой DB:

$$y = \frac{h - y_a}{x_a}(x + a).$$

Отсюда получаем координату x_D точки D:

$$x_a = SA \cap DB;$$

$$x_D = \frac{hx_a - ah + y_a}{2(h - y_a)};$$

$$y_D = \frac{y_a - h}{x_a}\frac{hx_a - ah + y_a}{2(h - y_a)} + h.$$

Координаты x_D, y_D являются предельными координатами положениями точки D. Поэтому $x_D \leqslant c < x_a$.

Тогда $x_c = c$ и $y_c = y_a \dfrac{c + a}{x_a + a}$.

Следовательно, $r = y_c$, $w = y_a - y_c$.

Параметры положения линейного элемента L_4 определяют из условия, что он должен располагаться между лучами SC и DB.

Уравнение прямой SC:

$$y = \frac{r - h}{c}x + h.$$

Абсциссу точки пересечения прямых SC и DB определим из уравнения

$$b_{\max} = \frac{ac(h - y_a) - chx_a}{x_a(r - h) - ch + cy_a},$$

следовательно, $0 < b < b_{\max}$. Тогда

$$u = \frac{h - y_a}{x_a}(b + a);$$

$$u + \mathrm{v} = \frac{r - h}{c}b + h;$$

$$\mathrm{v} = \frac{r - h}{c}b + h - \frac{h - y_a}{x_a}(b + a).$$

Выводы

1. *Предложен алгоритм геометрического моделирования рефлектора, позволяющего оптимально фокусировать излучение на заданном промежутке поверхности, избегая перегрева лампы.*

2. *Технический результат достигнут за счет включения в систему светонаправляющей конструкции помимо концентрирующих параболических поверхностей со смещенным относительно лампы фокусом, дополнительных линейных поверхностей, обеспечивающих ход лучей, необходимый для концентрации энергии на объекте. Полученная конфигурация аппарата отражения позволяет перераспределить энергию таким образом, чтобы лучи не попадали обратно на поверхность источника, при этом максимально концентрируя излучение на объекте. Решение плоской задачи является основой для пространственного моделирования системы концентрированного облучения поверхностей.*

3. *Концентрирующий отражатель оптического излучения может быть использован при проведении светолучевой обработки материалов, включая узкоспектральную полимеризацию в полиграфии. Оптимальное использование световой энергии ведет к энергоэффективному и ресурсосберегающему производству.*

Библиографический список

1. **Хайди Толивер-Нигро.** Технологии печати. Пер. с англ. Н. Романова. Учеб. пос. для вузов. М.: Принт_медиа центр, 2006. С. 23.

2. **Литунов С.Н., Ревзина Н.В., Юрков В.Ю.** Решение плоской задачи аппарата отражения для параболических рефлекторов. Мат. V заочной науч.-практ. конф. с междунар. участием “Полиграфия: технология, оборудование, материалы”. Омск, 2014. С. 55—59.

3. **Шибанов В.В., Репета В.Б.** Устройства, генерирующие УФ-излучение // Журнал "Флексо плюс". 2006. № 2. URL: http://www.kursiv.ru/kursivnew/flexoplus_magazine/archive/50/54.php.

УДК 622.233

К.П. Порожский, *канд. техн. наук,* **Р.А. Ковязин**
(Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург)
E-mail: yu.lagunova@mail.ru

Конструкции и применение механических вибраторов с круговой и крутильной формой колебаний

Приведен обзор патентов на изобретения и полезные модели, в которых рассмотрены конструкции механических вибраторов круговых и крутильных колебаний с различным типом привода и рабочих тел. Показаны области применения вибраторов в горно-добывающей и перерабатывающей промышленности, что обеспечивает существенную интенсификацию различных процессов (транспортирование, измельчение, устранение налипания).

The article provides an overview of patents for inventions and utility models, which consider the design of mechanical vibrators circular and torsional vibrations with different types of drive and working bodies. Showing the application of vibrators in the mining and processing industries, which provides a significant intensification of the various processes (transport, crushing, removal of adhesion).

Ключевые слова: вибратор, пневматический привод, шарик, магнитная катушка, крутильные колебания, дебаланс.

Keywords: vibrator, pneumatic drive, ball, magnetic coil, torsional vibrations, eccentric weight.

Область применения вибраторов крайне широка — начиная от крохотных моторчиков с эксцентриком внутри мобильного телефона и заканчивая вибротранспортерами повышенной мощности. В зависимости от требований, предъявляемых к процессам, применяют ту конструкцию вибратора, которая наиболее оптимально и эффективно создает колебания рабочего органа (бункера, вибростола и пр.) с сохранением стабильности требуемой частоты и формы колебаний.

В горной промышленности наибольшую часть вибротехнологий применяют при переработке, транспортировке и хранении добытой или перерабатываемой горной массы, а также готовых продуктов (песок, щебень, цемент, руда, и пр.) [1]. Таким образом, можно сделать вывод, что основная сфера применения вибраций в горной промышленности — вибротранспорт.

На промышленных предприятиях, связанных с процессами хранения и переработки сыпучих материалов, нередко возникают условия, затрудняющие прохождение компонентов и смесей по технологическим и транспортным маршрутам. Причинами этого являются и характеристики транспортируемых материалов (влажность, размер частиц, плохая сыпучесть и др.), и конструктивные особенности оборудования, емкостей хранения, переходов между транспортными механизмами (форма, качество поверхности, неоптимальные углы схода, наличие вертикальных угловых соединений и т.д.) [2]. Ухудшение схода, накапливание, налипание, образование сводов и заторов приводят к уменьшению производительности технологических линий, а в случае производства смесей с заданным процентным содержанием компонентов — к ухудшению качества готового продукта.

Для возбуждения колебаний в вибрационных транспортирующих машинах применяют различные типы и конструкции приводов. Основными из них являются:

- инерционные;
- эксцентриковые;
- электромагнитные;
- пневматические;
- гидравлические [3].

Транспортирующие вибромашины имеют определенные типы конструкций виброконвей-

еров и вибротранспортеров с заданными стабильными формами колебаний.

Наиболее изученный тип колебаний — круговые или синусоидальные. Они могут быть достигнуты простейшим виброгенератором, состоящим из электродвигателя и эксцентрика.

Рассмотрим крутильные колебания и конструкции механизмов для их возбуждения с применением шариков как эксцентриковых масс.

В области вибротранспортных машин крутильные колебания нашли применение в вертикальных виброконвейерах — шнековых вибротранспортерах (рис. 1). Это машины с большой удельной массой и малыми частотами колебаний (до 20 Гц).

Основной тип привода подобных машин — электрический. На валах двух симметрично установленных электродвигателей закреплены эксцентриковые грузы без жесткой кинемати-

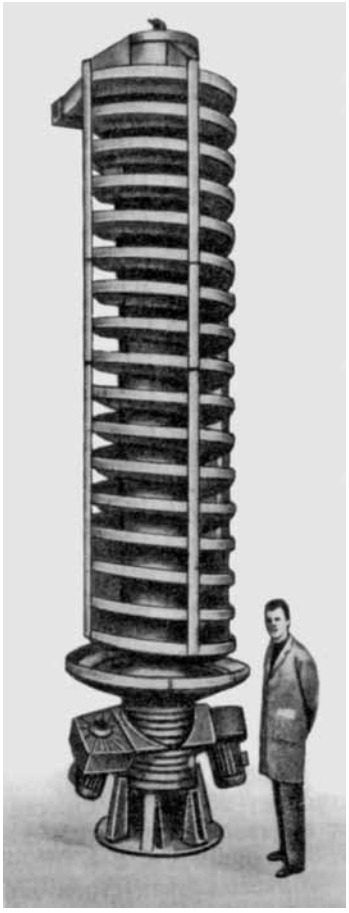

Рис. 1. Вертикальный виброконвейер с приводом от двух самосинхронизирующихся мотор-вибраторов

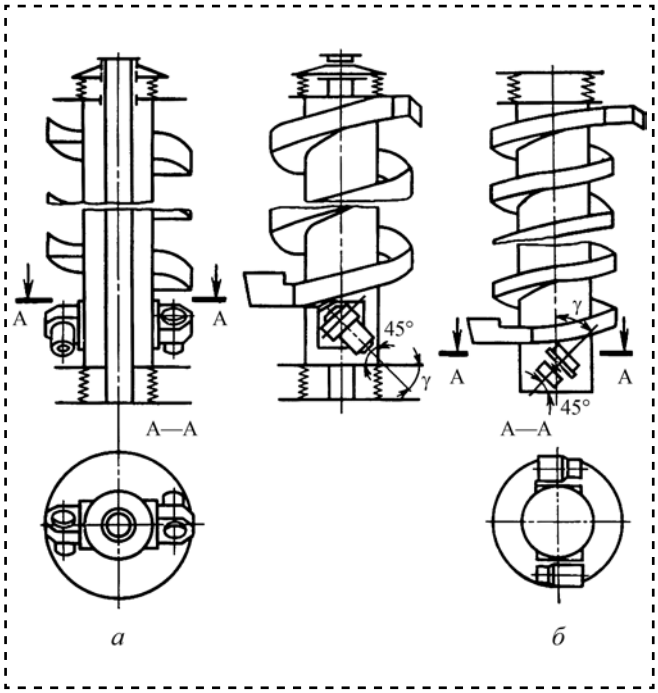

Рис. 2. Принципиальные схемы вертикальных виброконвейеров:

а — с инерционным приводом; *б* — с электромагнитным приводом

ческой связи между собой. Система колеблющихся грузов создает стабильные колебания за счет явления самосинхронизации (рис. 2). Такая система создает гармонические колебания сложной формы, заставляя рабочий орган транспортера совершать синусоидальные перемещения вдоль своей оси (вверх-вниз) и вокруг оси (поворот вправо-влево). Траектория точки, расположенной на колеблющейся машине и не лежащей на оси в идеальном случае похожа на эллипс.

В случае же, когда необходимо получить только крутильные колебания, приходится разворачивать виброгенераторы так, чтобы оси электродвигателей были параллельны главной оси вибротранспортера.

При этом необходимо создать между валами двигателей жесткую кинематическую связь, обеспечивающую синхронное вращение эксцентриков с созданием сил, взаимно компенсирующих смещение оси машины (прецессию). Иначе система может перейти в резонансный режим круговых колебаний с прецессированием фактической оси машины вокруг номинальной оси, что является внештатным режимом работы и может привести к нарушению условий технологического процесса и аварии.

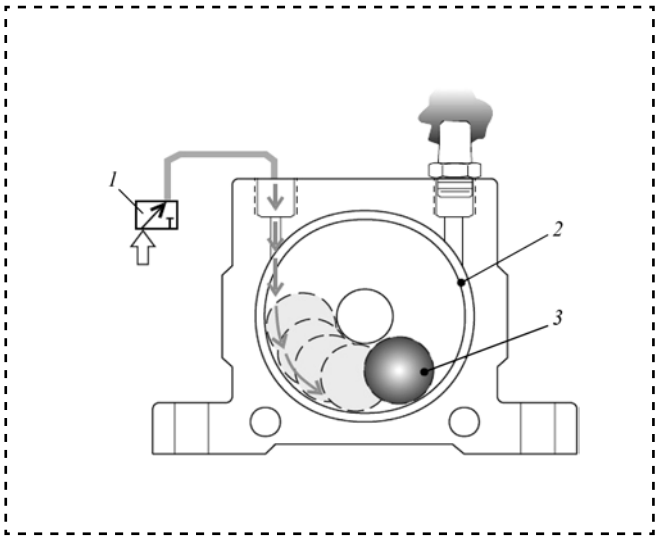

Рис. 3. Пневматический шариковый вибратор:
1 — электромагнитный клапан; *2* — стальное кольцо; *3* — шарик

Перспективные направления применения крутильных колебаний — это системы точного дозирования материалов, вибробурение, упрочнение валов.

В этом случае необходимы генераторы круговых колебаний с широким диапазоном частот и колеблющихся масс при минимизации удельной силы тяжести самого виброгенератора. Таким требованиям удовлетворяют шариковые вибраторы с пневмо- и электроприводом (рис. 3).

Пневматические вибраторы стряхивают налипший продукт, препятствуют образованию заторов и сводов, уменьшают трение между материалами, обеспечивая, тем самым, заданную производительность линии. Улучшение условий прохождения продукта уменьшает "потери" в транспортных линиях.

Пневматические вибраторы с успехом используют для дозирования сыпучих материалов, сепарирования сырья и отделения примесей, уплотнения материала при фасовке и т. д.

Генератор крутильных колебаний [4]

Изобретение относится к области машиностроения, в частности, к технологическим процессам стабилизирующей виброобработки осесимметричных деталей, например валов, после термических операций и механической обработки, а более конкретно — к устройствам для осуществления процесса вибростабилизации. Вибростабилизация включает в себя закрепление одного конца обрабатываемой детали и приложение к свободному концу силового воздействия в виде переменного крутящего момента, при этом обеспечивается достижение резонансного режима работы устройства.

Общий вид генератора показан на рис. 4. Устройство содержит размещенную в корпусе центральную шестерню *10*, два одинаковых зубчатых колеса *5*, получающих вращение от центральной шестерни, с закрепленными на них неуравновешенными грузами — дебалансами *6*, создающими равные по модулю и противоположные по фазе дисбалансы. Для достижения эффекта усиления крутильных колебаний на корпусе устройства закреплен упругий элемент, выполненный в виде торсио-

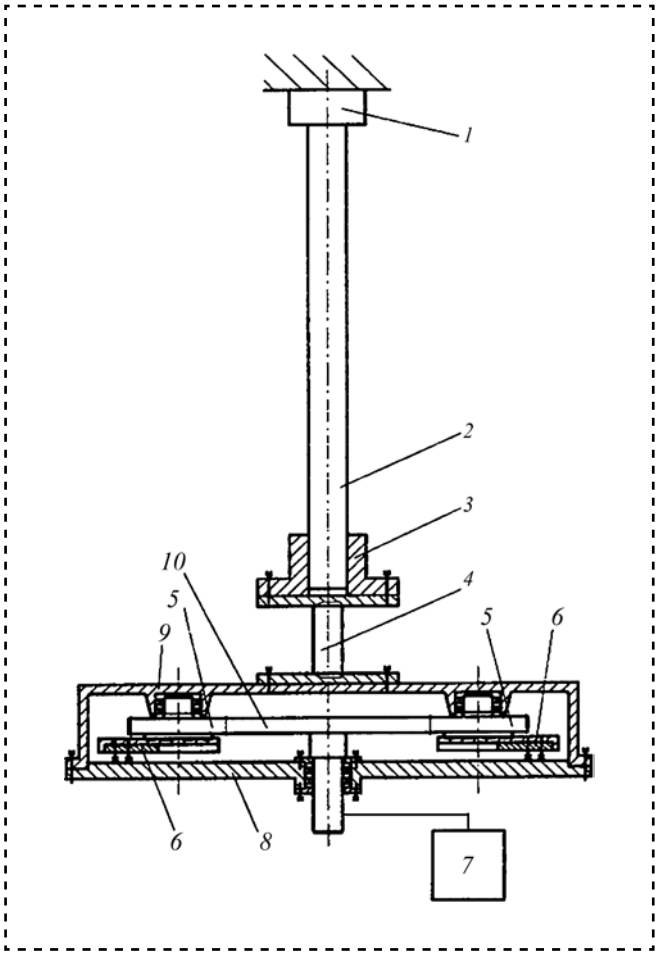

Рис. 4. Генератор крутильных колебаний с жесткой кинематической связью:
1 — крепление конца вала на неподвижной опоре; *2* — обрабатываемая деталь (вал); *3* — фланец; *4* — торсион; *5* — зубчатые колеса; *6* — дебалансы; *7* — привод; *8* — крышка; *9* — корпус; *10* — центральная зубчатая шестерня

на *4*, крутильную жесткость которого подбирают из условия резонанса между угловой скоростью вращения зубчатых колес и собственной круговой частотой колебаний устройства. Технический результат — создание устройства для возбуждения крутильных колебаний, позволяющего вести обработку в резонансном режиме независимо от величины собственных частот детали, сохраняя при этом равномерное распределение переменных напряжений по всему объему.

Пневматический вибратор крутильных колебаний [5]

Пневматические вибраторы крутильных колебаний используют в производстве строительных материалов, для уплотнения и транспортирования бетонных смесей и сыпучих материалов. Вибратор имеет простую конструкцию, надежен при пуске и в работе. В корпусе *3* вибратора закреплена втулка *9* с тангенциальными соплами *10* и установлен охватывающий эту втулку дебаланс *5* (рис. 5).

Энергоноситель из патрубка *1* по каналу втулки поступает в ее полость *7* и через тангенциальные сопла *10* воздействует на поверхность *8* дебаланса, образованную кольцевым венцом *11* лопастей. Отработанный энергоноситель через полость корпуса *3*, в которой установлен дебаланс *5*, выходит в атмосферу. Вибратор может быть использован как в качестве навесного, работающего в любом пространственном положении, так и в качестве глубинного.

Шариковый пневматический вибратор [6]

Шариковый пневматический вибратор используют для уплотнения бетонных смесей. Его разъемный корпус *3* имеет внутреннюю полость *6* с кольцевой дорожкой окатывания *5* (рис. 6). В полости *6* размещен дебаланс. На корпусе *3* установлен штуцер *7* для подвода сжатого воздуха с выходным участком, сообщенным с внутренней полостью. В корпусе выполнена центральная полость. Штуцер *7* установлен в торце корпуса. Выходной участок выполнен со стороны внутренней части поверхности полости с беговой дорожкой в виде паза с криволинейными боковыми стенками, преимущественно с кривизной второго порядка.

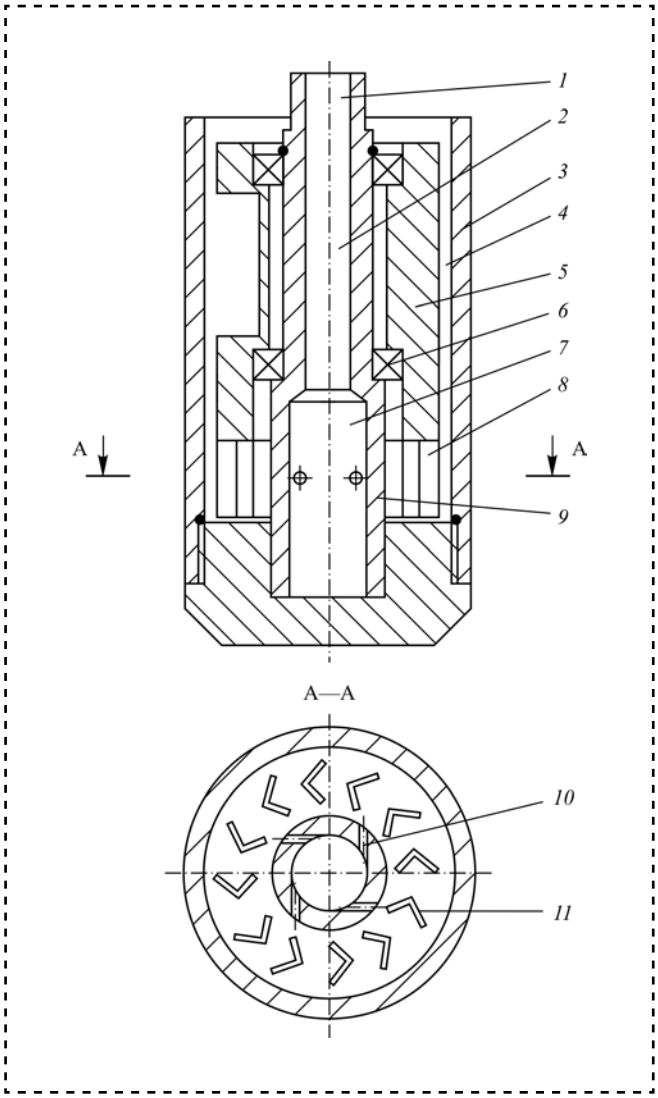

Рис. 5. Пневматический генератор круговых колебаний
1 — патрубок; *2* — канал; *3* — корпус; *4* — полость корпуса; *5* — дебаланс; *6* — подшипники; *7* — канал втулки; *8* — поверхность дебаланса; *9* — втулка; *10* — тангенциальные сопла; *11* — кольцевой венец лопастей

Средство для выпуска воздуха выполнено в виде криволинейного кольцевого канала *1* с направлением кривизны, совпадающим с направлением кривизны выходного участка штуцера и соединяющего внутреннюю полость с центральной полостью. Выпускной штуцер установлен на том же торце, что и впускной штуцер *7* для подвода воздуха.

Шариковый вибратор с водилом [7]

Данный вибратор применяют для интенсификации различных технологических процессов, в частности:

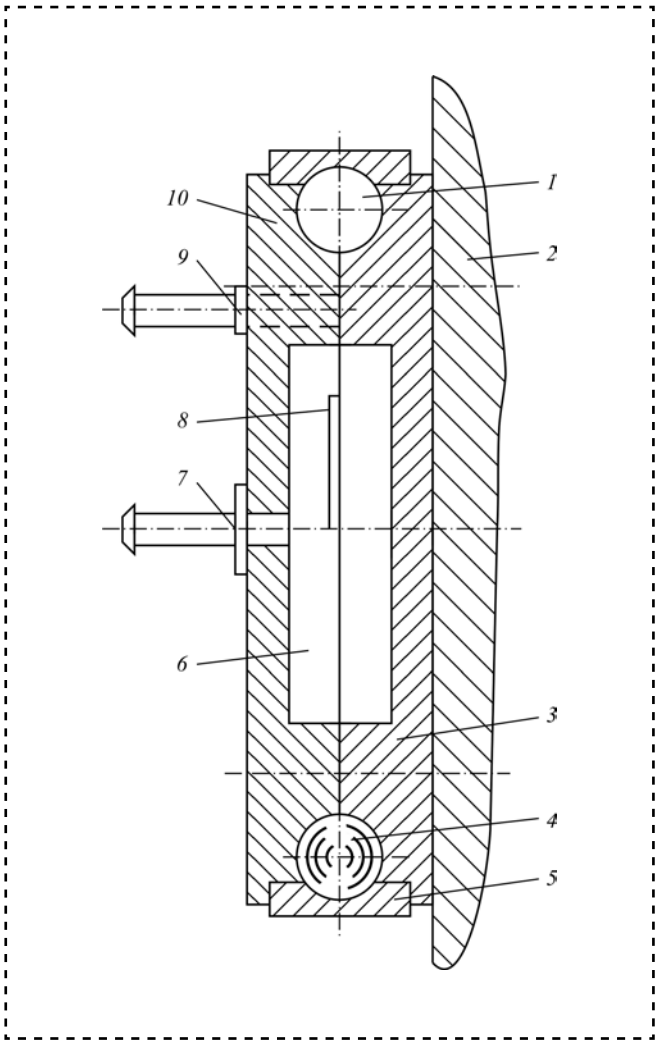

Рис. 6. Шариковый пневматический вибратор:
1 — кольцевой канал; *2* — рама; *3* — корпус; *4* — шарик; *5* — кольцевая дорожка окатывания; *6* — внутренняя полость; *7* — впускной штуцер; *8* — канал; *9* — выпускной штуцер; *10* — крышка

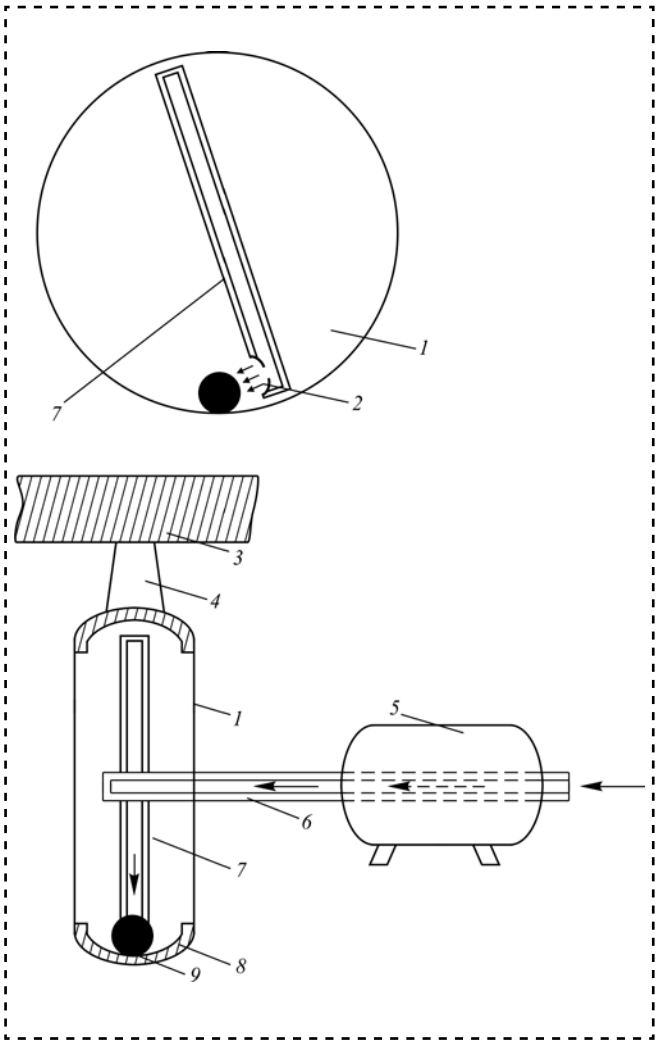

Рис. 7. Шариковый вибратор с водилом:
1 — корпус; *2* — сопло; *3* — рама; *4* — кронштейн; *5* — подшипниковая опора; *6* — вал с каналом подачи воздуха; *7* — водило; *8* — дорожка; *9* — шарик

- предупреждения солевых отложений на рабочих поверхностях нагрева пароводяных котлов и тепло- и массообменных аппаратов;
- снижения тяговых усилий при установке на почвообрабатывающих орудиях;
- уменьшения биологических отложений на корпусах судов;
- ускорения физико-химических процессов.

Вибратор этого типа (рис. 7) содержит: цилиндрический корпус *1* с внутренней беговой дорожкой *8*, обкатываемой шариком *9*, приводной вал *6*, установленный на оси корпуса и водило *7*, жестко закрепленное на приводном валу. Водило выполнено в виде стержня, имеющего канал для подачи сжатого воздуха, и сопла *2* для выхода воздушной среды, выполненного в виде парабаллоида вращения. Технический результат — повышение эффективности и надежности в работе при сохранении стабильности, частоты и амплитуды возбуждаемых колебаний.

Пневматический вибратор с ферромагнитным шариком [8]

Изобретение относится к устройствам для получения механических колебаний и может быть использовано для интенсификации различных технологических процессов. Пневматический вибратор (рис. 8) содержит закрепленную на конце волновода обойму, внутренняя

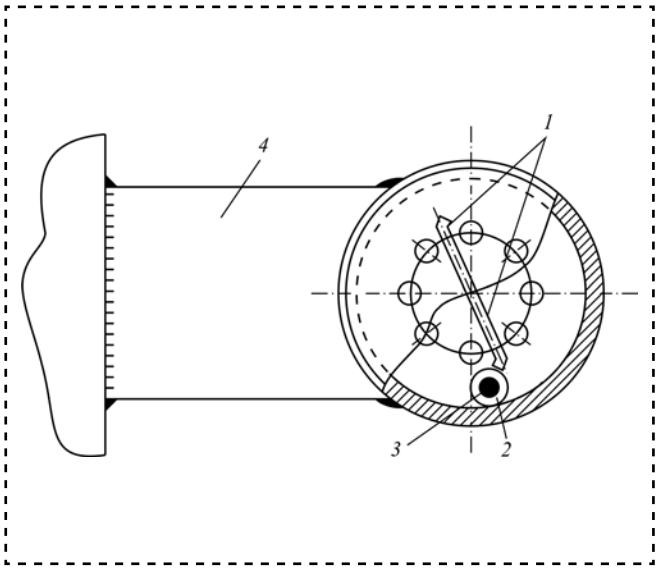

Рис. 8. Шариковый вибратор с ферромагнитным шариком:
1 — водило; *2* — эластичная оболочка; *3* — ферромагнитный шарик; *4* — кронштейн

полость которой имеет кольцевую беговую дорожку, обкатываемую шариком *3*, и сопла для подачи воздуха. При этом диаметр стального шарика может изменяться без изменения общего внешнего диаметра, заполненного эластичной оболочкой *2*. Технический результат: расширение частоты и амплитуды возбуждаемых колебаний.

Шариковый вибратор направленного действия [9]

Изобретение относится к вибрационной технике и может быть использовано в теплоэнергетике, в частности, для борьбы с отложениями в теплообменной аппаратуре, а также для интенсификации технологических процессов в жидких, твердых и газообразных средах. Вибратор направленного действия (рис. 9), содержит: цилиндрическую обойму *5* с внутренней дорожкой окатывания *9*; шарик *8*, обегающий ее; силовую обмотку, выполненную в виде *m*-катушек *1*, расположенных на цилиндрической обойме *5* соосно траектории движения шарика; коммутатор, обеспечивающий подачу на катушки *m*-фазных однополярных импульсов напряжения, волновод *4*, соединенный с обоймой *5*, причем обойма и беговая дорожка имеют с двух сторон от волновода виброгасящие вставки *2*, повторяющие по форме поперечное сечение беговой дорожки и обоймы.

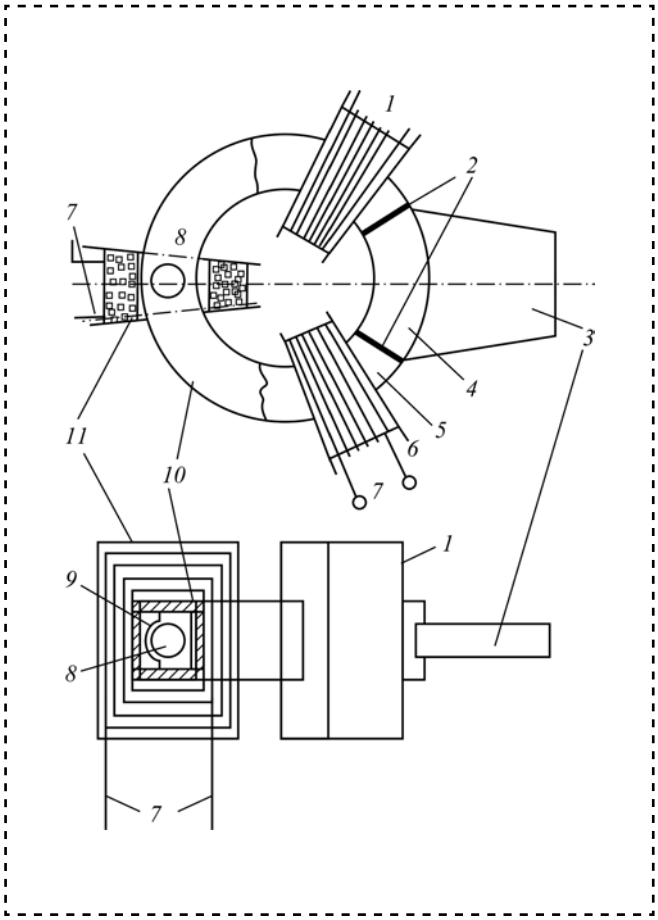

Рис. 9. Шариковый вибратор с магнитным приводом:
1 — катушка; *2* — виброгасящие вставки; *3* — кронштейн; *4* — волновод; *5* — обойма; *6* — катушка; *7* — клеммы катушки; *8* — шарик; *9* — дорожка окатывания; *10* — корпус; *11* — обмотка катушки

Технический результат: возможность регулирования частоты и амплитуды вынужденных колебаний при упрощении конструкции.

Узел и способ регулирования энергии кручения бурильной колонны [10]

Изобретение относится к области бурения скважин для добычи нефти и газа. Узел и способ регулирования энергии кручения, предназначены для устранения прерывистого движения и/или колебаний бурового долота, включающих аксиальные колебания и/или угловые колебания вокруг оси. В одном предпочтительном варианте осуществления узел обеспечивает возможность проскальзывания верхнего трубчатого элемента и нижнего трубчатого элемента бурильной колонны относительно друг друга.

Узел управления вращением может быть установлен в любом заданном месте в буриль-

ной колонне. Узел управления вращением также может быть использован в качестве компонента других механизмов для бурения, таких как забойный двигатель для бурения.

Управление вращением обеспечивает возможность проскальзывания во время бурения в течение заданного времени, либо в пределах заданного угла поворота, либо с учетом других критериев для высвобождения энергии кручения в бурильной колонне, которая в противном случае может вызвать разрушающие прерывистые крутильные колебания, такие как прерывистое движение. В одном варианте осуществления узел управления вращением может содержать муфту включения-выключения, в результате чего крутящий момент будет, по существу, полностью передаваться или не передаваться через узел в течение кратких периодов.

Данный способ обеспечивает более высокую механическую скорость проходки при бурении, более продолжительный срок службы долота, уменьшение напряжений в соединениях бурильной колонны.

Устройство для образования скважин в грунте [11]

Изобретение относится к строительству, а именно — к устройствам для бестраншейной прокладки скважин и тоннелей в грунте. Технический результат — расширение области применения: для прокладки не только скважин большого диаметра, но и тоннелей.

Устройство для образования скважин в грунте включает:

- конусный рабочий наконечник, выполненный, по меньшей мере, из трех секций — задней, средней и передней;
- конусный расширитель;
- шнековую спираль секций, имеющую одну направленность навивки;
- вибратор круговых колебаний.

Конусный расширитель выполнен с полостью и имеет беговую дорожку с перфорацией, отверстия для забора грунта в полость и грунторежущие элементы. Полость конусного расширителя снабжена грунтонаправляющими устройствами.

Вибратор круговых колебаний выполнен из трех валов, общих для всех секций, кинематически связанных друг с другом посредством шестеренчатых передач, с односторонне ориентированными эксцентриками валов, расположенными на участке средней секции. При этом валы на участках передней и задней секций снабжены подшипниками, обоймы которых расположены в кронштейнах (жестко скрепленных со своими секциями), а эксцентрики валов снабжены подшипниками, обоймы которых расположены на силовом элементе. Силовой элемент, в свою очередь, закреплен на средней секции посредством регулируемой эластичной подвески.

На валах закреплены пневматические колеса с возможностью их фрикционного взаимодействия с беговой дорожкой с перфорацией конусного расширителя. На конусном расширителе закреплен конический грунтопровод, по оси которого расположена направляющая труба с перфорацией со шнековой спиралью.

Передний конец направляющей трубы с перфорацией расположен в концевой опоре, выполненной на конусном расширителе, а задний конец расположен во внешней опоре, выполненной с механизмом изменения направления проходки скважины и механизмом раздельного регулируемого торможения конического грунтопровода и направляющей трубы с перфорацией с возможностью перемещения внешней опоры совместно с устройством для образования скважин в грунте. Конический грунтопровод и направляющая труба с перфорацией кинематически взаимосвязаны мотор-редуктором, при этом внешняя опора выполнена с возможностью перестановки механизма раздельного регулируемого торможения при изменении угловой направленности направляющей трубы с перфорацией.

Заключение

Несмотря на низкий КПД пневмопривода, шариковые вибраторы нашли широкое применение за счет ряда преимуществ перед классическими конструкциями:

- легкое изменение и возможность подстройки непосредственно в процессе работы силы удара, частоты и амплитуды колебаний, что дает возможность подобрать оптимальный режим для конкретного продукта и места установки;

- простая, надежная конструкция;
- большая амплитуда и сила удара при малых размерах;
- различные диапазоны частоты вибрации для широкого диапазона применений;
- корпуса изготовлены из высокопрочного алюминиевого сплава, препятствующего искрообразованию;
- возможность применения во взрывоопасных средах и в условиях повышенной влажности;
- нечувствительность к внезапным отключениям/включениям.

Перспективой шариковых вибраторов для крутильных колебаний может стать объединение нескольких каналов с шариками в одном корпусе вокруг оси колебаний. Во избежание круговых колебаний вокруг главной оси (прецессии) можно применить синхронизацию магнитных шариков при помощи электрокатушек (соленоидов), расположенных симметрично и срабатывающих одновременно. Наличие дополнительного набора катушек позволит переключаться из крутильного режима колебаний в круговые. Отсутствие синхронизирующих устройств может привести к нестабильности в работе или самосинхронизации неподходящей формы колебаний.

Библиографический список

1. **Спиваковский А.О., Гончаревич И.Ф.** Специальные транспортирующие устройства в горно-добывающей промышленности. М.: Недра, 1985.

2. **Гончаревич И.Ф., Фролов К.В.** Теория вибрационной техники и технологии. М.: Наука, 1981.

3. **Спиваковский А.О., Гончаревич И.Ф.** Вибрационные и волновые транспортирующие машины. М.: Наука, 1983.

4. **Патент** RU № 2254173 C2. Генератор крутильных колебаний / А.И. Глейзер, О.И. Драчев, Н.В. Корнеев. Заявл. 2003116205/28, 02.06.2003; опубл. 20.06.2005.

5. **Патент** RU № 2098198. Пневматический вибратор / Н.А. Радкевич. Заявл. 95107517/28, 16.05.1995; 10.12.1997.

6. **Патент** RU № 2098675. Пневматический вибратор / А.В. Мирошниченко, В.И. Яськив, В.М. Антихоров. Заявл. 5048426/06, 19.06.1992; опубл. 10.12.1997.

7. **Патент** RU № 2197335. Вибратор / И.А. Потапенко, В.К. Андрейчук, Н.К. Свириденко, М.В. Лепетухин, Д.П. Харченко. Заявл. 2001100328/28, 04.01.2001; опубл. 27.01.2003.

8. **Патент** RU № 2291749. Пневматический вибратор / И.А. Потапенко, А.В. Богдан, Е.А. Ададуров, М.В. Лепетухин, И.И. Переверзев, Ю.М. Кречетов, Е.И. Переверзев. Заявл. 2004127659/28, 15.09.2004; опубл. 20.01.2007.

9. **Патент** RU № 2297883. Вибратор направленного действия / И.Г. Стрижков, И.А. Потапенко, А.Н. Трубин, Е.Н. Чеснюк, О.А. Черноярова. Заявл. 2006100213/28, 10.01.2006; опубл. 27.04.2007.

10. **Патент** RU № 2329376. Узел и способ регулирования энергии кручения бурильной колонны / Р.А. Николс, Л.Г. Палмер, Б.Л. Тэйлор. Заявл. 2005137150/03, 19.05.2004; опубл. 20.07.2008.

11. **Патент** RU 2373338. Устройство для образования скважин в грунте / С.С. Кочанов-Сорокин. Заявл. 2008126649/03, 30.06.2008; опубл. 20.11.2009.

УДК. 621.192

В.М. Труханов, *д-р техн. наук,* **Ю.И. Крыхтин,** *канд. техн. наук*
(Волгоградский государственный технический университет)
E-mail: app@vstu.ru

Разработка и сборка механизма переключения передач с однотяговым силовым приводом для многовальной коробки передач легкой гусеничной машины

Разработан механизм переключения передач с однотяговым силовым приводом для четырехвальной механической пятиступенчатой коробки перемены передач легкой гусеничной машины, в которой три оси элементов управления — зубчатых муфт расположены произвольно, а вилки управления с сухарями в исходном положении находятся в одной плоскости и имеют общую ось поворота.

Разработанный узел для многовальной коробки передач улучшает компоновку узла, снижает усилия на приводе управления механизмом, уменьшает число силовых тяг в приводе управления до одной и повышает надежность работы всей трансмиссии.

The mechanism gears with a power drive with one thrust for 4 shaft mechanical five-speed gear box changes gear for light tracked vehicles, in which the 3-axis control (gear couplings), can be placed randomly, and forks management in the original position are in one plane and have a common axis of rotation.

The proposed site for multi-shaft gearbox improves the layout of the site, reduces the efforts of the actuator control mechanism, that reduces the number of thrust in the actuator up to one and increases the reliability of the entire transmission.

Ключевые слова: механизм управления, механизм выбора передачи, механизм включения и выключения передачи, золотник, сервобустер, силовой привод, зубчатая муфта.

Keywords: control mechanism; mechanism of choice transmission; mechanism on and off transmission; valve for switching; servo booster; power drive; gear couplings.

Предлагаемое техническое решение предназначено к использованию в механических коробках перемены передач (КПП) транспортных средств, передающих большой крутящий момент, преимущественно в гусеничных машинах (ГМ), где число параллельных валов, на которых размещаются элементы управления — зубчатые муфты, бывает два или более, оси валов расположены произвольно, а управление КПП осуществляется приводом через одну силовую трассу — тягу (рис. 1) [1].

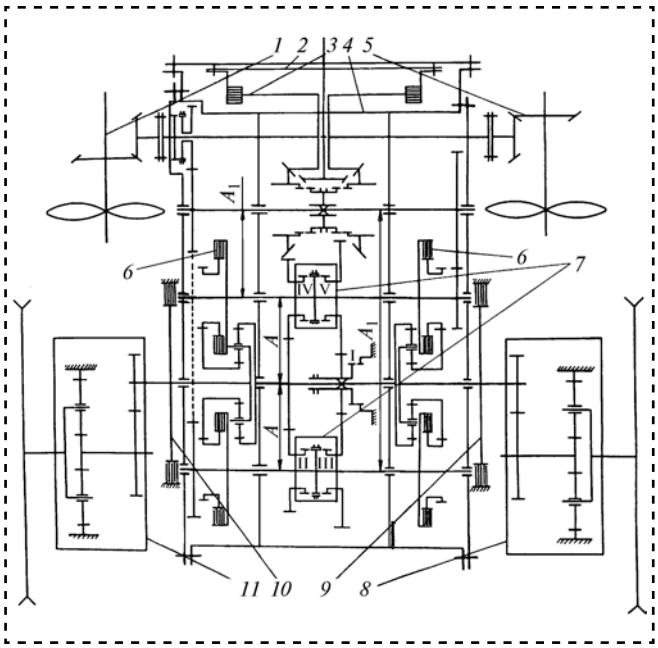

Рис. 1. Кинематическая схема трансмиссии с двухпоточным четырехвальным МПП:
1, *5* — движители водометные; *2* — двигатель; *3* — главный фрикцион; *4* — механизм передач и поворота; *6* — фрикционные муфты поворота и прямолинейного движения; *7* — синхронизаторы КПП; *8*, *11* — бортовые редукторы; *9*, *10* — тормоза остановочные; A, A_1 — межцентровые расстояния

В транспортном машиностроении с целью упрощения управления КПП (сокращения числа трасс управления — тяг), особенно в КПП с большим числом передач (более четырех), применяют механизмы переключения передач (МПП), содержащие механизм выбора передач и механизм однотягового силового привода включения и выключения передач. Для работы таких механизмов требуется наличие только двух трасс — выбора передачи и силовой.

В известных конструкциях МПП [2], механизм выбора передач состоит из механического привода и перемещающегося от привода по шлицевому валику силового рычага, а механизм силового однотягового привода включения и выключения передач с одинаковым в обе стороны на всех передачах ходом поворачивает вместе с валиком силовой рычаг, взаимодействующий через исполнительные силовые вилки с зубчатыми муфтами. При этом на всех передачах вилки вместе с опорными валиками, на которых они соосно закреплены, перемещаются в опорах поступательно.

Значительным недостатком этой конструкции является то, что при применении ее в КПП, передающих большой крутящий момент, перемещающиеся в опорах валики с вилками могут заклиниваться при поступательном силовом перемещении. В автомобильных КПП, где эти механизмы имеют применение, опоры валиков с вилками разнесены на определенное расстояние, что уменьшает вероятность заклинивания валиков (меньше угол их перекоса). В коробках перемены передач транспортных ГМ стремятся это расстояние между опорами свести к минимальному, чтобы улучшить условия работы нагруженных шестерен, увеличив жесткость валов и опор, что ухудшает условия работы поступательно перемещающихся вилок с валиками в опорах, снижает надежность работы механизма переключения передач в целом.

Для предотвращения одновременного включения двух передач в конструкции МПП автомобилей УАЗ-451М, УАЗ-451МД используют специальные фиксаторы блокировки со сферическими концами, для чего необходимо в КПП оси параллельных валиков с вилками приближать друг к другу и располагать между ними фиксаторы блокировки. Такая компоновка не всегда возможна в ГМ, да при этом и рабочие плечи вилок с валиками конструктивно получаются большими. Поэтому возникают значительные затруднения при конструктивном выполнении блокировки неподвижных вилок, когда включается одна какая-либо вилка.

Кроме того, в КПП ГМ необходимо уменьшать усилия на управление (облегчается работа механика-водителя), а применяемые МПП с одной силовой тягой не имеют специальных сервирующих устройств для этой цели.

Предлагаемая конструкция МПП ликвидирует указанные недостатки известных МПП с поступательным перемещением исполнительных силовых вилок.

Новый МПП служит для перемещения зубчатой муфты для включения I передачи и зубчатых муфт с синхронизатором для включения II—III и IV—V передач. Сила, прикладываемая к вилке включения передачи, равна 1000 Н, диаметр гидроцилиндра 55 мм, давление масла в системе гидроуправления $80 \cdot 10^4$ Па.

Для ГМ массой 17 т, с мощностью двигателя 400 л. с. (294 кВт) условия работы дискового синхронизатора для улучшения переключения передач в высокоскоростной КПП с передаточным числом бортовой передачи $i = 7{,}9$ при работе со смазкой следующие:

- удельная работа трения 1380 кДж/м^2;
- максимальная линейная скорость скольжения относительно контртела — 13,6 м/с;
- максимальное удельное давление на поверхность трения — $2{,}92 \cdot 10^5$ Па;
- температура в зоне трения: средняя — 100 °С; допустимая — 150 °С (диапазон рабочих температур (−60...+150) °С);
- время буксования — 0,33...0,37 с

Дисковый синхронизатор имеет следующие конструктивные характеристики:

- механизм включения — механический с гидроусилением;
- число пар поверхностей трения — 5;
- материал: фрикционный — алюминиевый сплав Д16АТ, контртела — сталь 65Г (28...34 HRC);
- Параметр шероховатости Rz — 10 мкм;

- диаметр поверхности трения — 138...165 мм;
- толщина диска — 1,5 мм;
- тип смазки — МТ-8П (ТУ 38.101277—72).

Целью разработки является повышение надежности в работе МПП, улучшение компоновки его в КПП, снижение усилий на приводе управления механизмом.

Новизной разработки является следующее. В конструкции исполнительные вилки связаны через концентрично расположенные поворотные трубы с тремя рычагами, имеющими сквозной паз. С одним из этих рычагов, в зависимости от выбранной передачи, взаимодействует через паз при включении и выключении передачи силовой рычаг. Этот рычаг перемещается по шлицевому валику от привода механизма выбора передач соосной с силовым рычагом втулкой, которая имеет блокировочные замки, входящие одновременно в пазы двух неподвижных рычагов, а от поворота удерживается шипом, имеющим постоянную связь с картером коробки перемены передач; применение на однотяговом силовом приводе включения и выключения передач одного гидравлического сервобустера со следящим золотником для включения и выключения всех передач, связывающего силовую тягу с рычагом, поворачивающим шлицевой валик с силовым рычагом.

Вид на механизм переключения передач сбоку в разрезе показан на рис. 2, *а*, на рис. 2, *б* —

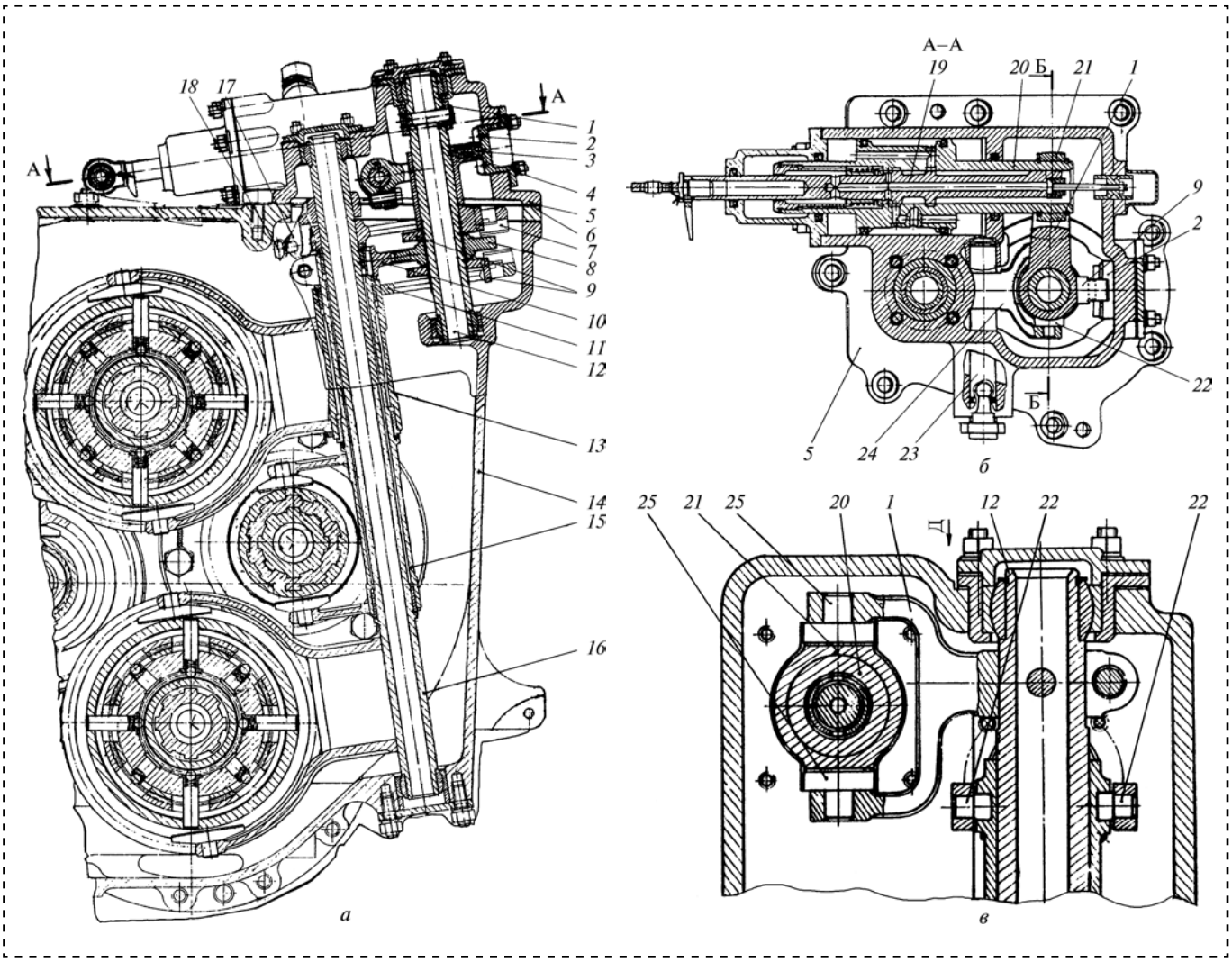

Рис. 2. Механизм переключения передач:
1 — рычаг; *2* — пробка; *3* — шарик; *4* — пружина; *5* — корпус; *6* — плита; *7*, *10*, *11* — рычаги; *8* — силовой рычаг; *9* — втулка замковая; *12* — валик; *13*, *15*, *16* — трубы; *14* — картер; *17* — кронштейн; *18* — регулировочные болты; *19* — золотник; *20* — поршень; *23* — ось; *24* — рычаг; *22*, *25* — сухари

вид сверху, на рис. 2, *в* — разрез по рычагу, связывающему шлицевой валик с муфтой поршня сервобустера.

Новый механизм переключения используют с исполнительными вилками, расположенными в одной плоскости и имеющими общую ось поворота, и состоит из механизма выбора передач и механизма однотягового силового привода включения и выключения передач.

Механизм выбора передач содержит: шлицевой валик *12*, двуплечий силовой рычаг *8*, перемещающийся по шлицам на валике *12*, замковую втулку *9*, рычаг *24* с двумя сухарями *22*, входящий сухарями *22* в пазы на втулке, поворачивающийся вместе с осью *23* в опорах в корпусе *5* от вспомогательной тяги.

Механизм однотягового силового привода включения и выключения передачи содержит: исполнительные силовые вилки с сухарями, жестко связанные через концентрично расположенные поворотные трубы *13*, *15*, *16* с тремя рычагами *7*, *10*, *11* со сквозным пазом; рычаг *1* с сухарями *25*, неподвижно связанный с шлицевым валиком *12* и шарнирно связанный через сухари *25* с муфтой *21*, сидящей на поршне *20*, сервобустер с поршнем *20* и следящим золотником *19*, с которым связана силовая тяга механизма управления КПП. Сухари *22* входят в пазы на втулке *9*, а сухари *25* в пазы на муфте *21*.

Силовой рычаг *8* вставляют в замковую втулку *9* и устанавливают соосно с ней на шлицевом валике *12*. Эта втулка *9* имеет блокировочные замки, входящие одновременно в пазы двух неподвижных рычагов, связанных с поворотными трубами. От поворота втулку удерживает шпон, имеющий постоянную связь с картером *14*.

Шпон входит в паз, параллельный оси шлицевого валика *12*, и располагается в пробке *2*, неподвижно связанной с корпусом *5*. Концы двуплечего силового рычага *8* имеют одинаковую длину. Два верхних рычага *7*, *11* тоже имеют одинаковую длину. Эти рычаги имеют отверстия для прохождения в них валика *12* вместе со втулкой *9* и для осуществления свободного поворота этих рычагов *7*, *11* относительно валика *12* и втулки *9*. Втулка *9* центрируется по цилиндрической поверхности на валике *12*. В плите *6* имеется сквозное окно для расположения элементов механизма переключения передач.

Шлицевой валик *12* и труба *16* поворачиваются на некоторый угол в сферических опорах, а трубы *13*, *15* поворачиваются на бронзовых втулках. Валик *12* расположен параллельно поворотным трубам. Все три исполнительные вилки приварены к поворотным трубам. Рычаг *11* приварен к трубе *13*. Рычаг *10* сидит на шпонке на трубе *15* и затянут болтом. Рычаг *7* прикреплен неподвижно к трубе *16* через два регулировочных болта *18*, связанные с неподвижным относительно трубы *16* кронштейном *17*.

При сборке МПП пазы трех рычагов *7*, *10*, *11* должны быть выставлены в одну плоскость, для чего используют регулировочные болты *18*, по рычагу IV—V передач выставляют рычаг II—III передач, а рычаг I передачи выставляют по ним.

Для обеспечения четкой работы механизма на концах двуплечего силового рычага *8*, замках втулки *9* и пазах в рычагах *7*, *10*, *11* сделаны заходные фаски. Положение выбранной передачи устанавливают шариковым пружинным фиксатором, состоящим из шарика *3* и пружины *4*. Фиксатор расположен внутри шипа во втулке *9*. На пробке *2* для установки шарика в фиксирующее положение выполнены три конических отверстия. Среднее положение на фиксаторе соответствует I передаче, нижнее — IV—V передачам, верхнее — II—III передачам.

В данной конструкции поворот рычага *10* в сторону, противоположную I передаче, не используют, так как КПП пятиступенчатая, но для других КПП его можно реализовать для включения и выключения дополнительной, VI передачи.

Механизм переключения передач работает следующим образом. В среднем положении на фиксаторе выбора передачи всегда зафиксирована I передача. При этом замки втулки *9* находятся в пазах двух неподвижных рычагов *7* и *11*. Для включения I передачи нужно силовой тягой подействовать через сервобустер на рычаг *1*, который поворачивает шлицевой валик *12* вместе с силовым рычагом *8*. Силовой рычаг *8* в свою очередь поворачивает рычаг *10*, а от него через поворотную трубу *16* повора-

чивается исполнительная вилка, осуществляя рабочий ход на зубчатой муфте. Для выключения I передачи необходимо вернуть рычаг *8* в исходное среднее положение.

Для выбора II и III передач необходимо вспомогательной тягой подействовать на ось *23* с рычагом *24*, который перемещает сухарями *22* втулку *9* вверх до верхнего фиксированного положения на фиксаторе. Силовой рычаг *8* при этом расположится против рычага *7*, а замки втулки *9* зайдут в пазы двух неподвижных рычагов *10*, *11* и соединят их с картером *14* КПП. Поворачивая силовой тягой силовой рычаг *8* в одну сторону включаем II передачу, а в противоположную — III передачу. Выключают каждую из этих передач возвращая силовой рычаг *8* в исходное среднее положение.

Для выбора IV и V передач необходимо вспомогательной тягой подействовать на ось *23* с рычагом *24* и втулку *9* вниз через среднее фиксированное положение (I передача) до нижнего фиксированного положения на фиксаторе. При этом замки втулки *9* зайдут в пазы двух неподвижных рычагов *7*, *10*. Включение и выключение IV и V передач осуществляется силовой тягой так же, как на II и III передачах.

В конструкции все элементы силового привода имеют вращательное движение (поворот) на подшипниках, что обеспечивает большую надежность в работе КПП, передающей большой крутящий момент.

В гидравлическом сервобустере ход в обе стороны задается одинаковым, например, равным 20 мм. На силовом рычаге *8* соответственно по кинематике ход при проектировании можно менять. В данной конструкции он пропорционально уменьшен и равен на всех передачах *10* мм. Соответствующим подбором длин рычагов *7*, *10*, *11* выбираем при проектировании для заданных длин исполнительных вилок рабочие хода вилок. В данной конструкции длины рычагов *7*, *10*, *11* в 1,5 раза меньше чем длины исполнительных вилок, две из которых одинаковые, что обеспечивает на всех трех вилках одинаковый рабочий ход в обе стороны, равный 15 мм.

Узел удачно компонуется в КПП. Он размещается в ее центральной части. Сведение трех трасс включения и выключения передач от исполнительных силовых вилок через поворотные трубы *13*, *15*, *16* в одно место повышает компактность узла. Кроме того, механизм наполовину расположен внутри картера *14* КПП, заполняя пустоту в его верхней части, а наполовину — сверху над плитой 6, накрывающей картер *14*, не выходя за габариты других узлов, расположенных на верхней части картера *14*. В продольном направлении ось поворотных труб максимально приближена к осям валов (зубчатых муфт), а ось шлицевого валика *12* находится на кратчайшем расстоянии от оси поворотных труб.

Применение в конструкции одного гидравлического сервобустера со следящим золотником для включения и выключения всех пяти передач, связывающего силовую тягу с рычагом *8*, поворачивающим валик *12* с силовым рычагом *8*, снижает усилия управления на однотяговом силовом приводе включения и выключения передач, облегчает управление КПП.

В предлагаемом механизме использован сервобустер со следящим золотником с КПП изделия [3], где он установлен на каждые две передачи отдельно.

Вывод

Разработанный МПП для четырехвальной механической КПП, содержащий механизм выбора передачи и механизм включения передачи однотяговым силовым приводом с одинаковым в обе стороны на всех передачах ходом и одним гидравлическим сервобустером со следящим золотником для включения и выключения пяти передач, улучшает компоновку узла в КП, снижает усилия на приводе управления механизмом, уменьшает число силовых тяг в приводе управления до одной и повышает надежность работы всей трансмиссии.

Библиографический список

1. **Труханов В.М., Зубков В.Ф., Крыхтин Ю.И., Желтобрюхов В.Ф.** Трансмиссии гусеничных и колесных машин. М.: Машиностроение, 2001. 736 с.

2. **Каталог** деталей автомобилей УАЗ-451М, УАЗ-451МД. М.: Машиностроение, 1968.

3. **Боевая** машина пехоты БМП-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Ч. 2. М.: Военное издательство, 1988. 325 с.

Что такое сборка и кому она нужна…

Не все мои коллеги, а тем более студенты, представляют себе, что такое сборка. Я работаю уже больше 10 лет в редакции научно-технического журнала "Сборка в машиностроении, приборостроении" (входящего, кстати, в Перечень изданий ВАК РФ) и мне часто на предложение написать статью в этот журнал возражали: — "Мы сборкой не занимаемся". И, естественно, были очень не правы.

Уже в очень древние времена человек выполнил, наверное, первую сборочную операцию: соединил лианами (или ремнями) острый камень с длинной деревянной палкой — получился примитивный топор. В результате изделие стало обладать иными свойствами, чем просто камень и просто палка. А человек из HomoErectus (прямоходящий) превратился в HomoSapiens (разумный).

С тех пор многое в технологии сборочных операций изменилось, но принцип остался прежний: различные компоненты соединяют в одно изделие или материал. К операциям сборки можно отнести строительство домов (соединение кирпичей, бетонных блоков, дверных и оконных переплетов и т.д.). Их собирают при помощи цементного раствора, сварки различного рода герметиков для гидро- и шумоизоляции. Применяют клеи, краски. Собирают трубопроводы и дымоходы. Из отдельных узлов, которые тоже формируют из деталей, собирают автомобили и самолеты, мебель и ракетно-космическую технику, турбореактивные и электродвигатели, компьютеры и утюги, подводные лодки и стиральные машины. По выкройкам шьют одежду и сваривают корпуса океанских лайнеров. Даже приготовление пищи или варку сталей, да и химические реакции синтеза новых веществ тоже, по сути, можно отнести к операциям сборки. Нужные ингредиенты подают в определенной последовательности и в определенной массовой пропорции, прикладывая к ним различные внешние воздействия: нагрев, охлаждение, повышенное давление или разрежение и т.д. При этом ошибки в дозировании компонентов или температурные погрешности могут привести к негативным результатам. Химики знают: реакция может пойти не в нужном направлении, образуя выбросы, воспламенения, взрывы...

Еще более сложными являются процессы сборки различных машин. Поскольку сборка — заключительная операция, то все погрешности изготовления деталей на предшествующих операциях: механической и физико-технической обработки могут привести к накоплению ошибок и к неработоспособности собранного изделия. Кроме того, даже если исходные компоненты выполнены с высоким качеством, несоблюдение технологии сборки приводит к получению некачественного изделия. Например, собрали автомобильные колеса, но не произвели должным образом их балансировку. В результате на подшипники колес будут действовать повышенные динамические нагрузки, приводящие к преждевременному выходу их из строя.

Следовательно, операции регулировки, настройки, диагностики собранного изделия тоже относят к сборочным. Иногда, при несоответствии параметров изделия заданным характеристикам качества, его приходится разбирать и выполнять доработку отдельных элементов по всем стадиям технологического процесса. Поэтому специалист-сборщик должен обладать широкими познаниями по целому ряду инженерных дисциплин. Требуются знания по метрологии, по механическим и химическим свойствам материалов, по современной инструментальной и станочной базам. А поскольку современное оборудование снабжено компьютерными системами управления, то требуются компетенции по их архитектуре и методам программирования.

В настоящее время большую роль играет ремонт (реновация). Этот процесс тоже относят к разряду сборочных. Он предусматривает разборку изделия, выявление дефектов, разработку и осуществление мер по их ликвидации, вплоть опять-таки до изготовления новых деталей взамен изношенных или сломанных. Закупленное в нулевые годы зарубежное оборудование на ряде предприятий выработало свой

ресурс и требует восстановления отдельных узлов, что несравненно выгоднее покупки нового оборудования. Целый ряд фирм живут за счет этих узлов, изготавливая детали для них на универсальном станочном оборудовании с числовым программным управлением (ЧПУ).

При ремонте необходимы специалисты и оборудование для сварки, термической и химико-термической обработки, по гальванотехнике, по резинотехническим изделиям. Требуется изготовление зубчатых колес. В последнее время для восстановления ряда изделий используют композиционные материалы на основе эпоксидных смол, популярны клеевые соединения, в том числе и анаэробные материалы. При этом пластиковые композиционные материалы армируют углеродным или базальтовым волокном.

Таким образом, многие сборочные процессы касаются в той или иной степени специалистов многих научных направлений, существующих в отечественных технических университетах. Но для решения перечисленных научно-технических задач требуется объединение усилий. Этому может способствовать неформальное общение ученых. Во времена великого Ньютона члены Королевского научного общества часто собирались в таверне, пили кофе, обменивались своими результатами, спорили. Правда, Ньютон в этих посиделках участия не принимал. Наши научно-технические конференции имеют несколько иную направленность: по секциям собираются, как правило, специалисты, работающие в одной области. Перспективные же решения чаще всего возникают на стыке разных наук. Этому мог бы способствовать клуб ученых.

Ну а пока нет таких клубов, предлагаю объединяться на страницах журнала "Сборка в машиностроении, приборостроении".

Перефразируя К. Маркса, скажу: — Призрак бродит по России — призрак сборки. Профессионалы всех университетов, соединяйтесь!!

В заключение хочу поздравить всех "сборщиков" с Новым Годом, а нашему журналу пожелать процветания!

С уважением, профессор ***М.Г. Кристаль***

ООО "Издательство **Машиностроение**", 107076, Москва, Стромынский пер., 4
Учредитель ООО "Издательство **Машиностроение**".
Адрес электронной почты издательства: **mashpubl@mashin.ru**;
редакции журнала: **sborka@mashin.ru, http://www.mashin.ru**
Телефон редакции журнала: (499) 269-54-98, факс 268-48-97.
Технический редактор *Патрушева Е.М.* *Корректор Сажина Л.И.*
Сдано в набор 23.10.2014. Подписано в печать 03.12.2014. Формат 60 × 88 1/8.
Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Адвансед солюшнз". Сайт: **www.aov.ru**
Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.