

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ
ЖУРНАЛ ВХОДИТ В ПЕРЕЧЕНЬ УТВЕРЖДЕННЫХ ВАК РФ ИЗДАНИЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИИ ТРУДОВ СОИСКАТЕЛЕЙ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ ПО ГРУППАМ НАУЧНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ: 01.02.01 — Теоретическая механика, 01.02.04 — Механика деформируемого твердого тела, 01.02.06 — Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры, 05.02.02 — Машиноведение системы приводов и детали машин, 05.02.04 — Трение и износ в машинах, 05.02.05 — Роботы, мехатроника и робототехнические системы, 05.02.07 — Технология и оборудование механической и физико-технической обработки, 05.02.10 — Сварка, родственные процессы и технологии, 05.02.11 — Методы контроля и диагностика в машиностроении, 05.02.13 — Машины, агрегаты и процессы, 05.02.18 — Теория механизмов и машин, 05.04.11 — Атомное реакторостроение, машины, агрегаты и технология материалов атомной промышленности

2020 Том 21
10 (243)

СОДЕРЖАНИЕ

Ресурс машин и конструкций

Поляков С.А., Медовщиков А.В., Кулешова Е.М., Куксенова Л.И. Оценка ресурса эвольвентных зубчатых передач по критерию выкрашивания и возможные пути улучшения методики расчета 435

Экономика и организация сборочного производства

Аристова Н.И. О повышении эффективности сборочной линии 440

Технологичность конструкции

Борискин О.И., Нуждин Г.А., Ямников А.С. Технологичность конструкции резцовой головки для точения цилиндров 444

Сборочное оборудование и его элементы

Прейс В.В., Хачатурян А.В. Конструирование и расчет механических зубчатых бункерных загрузочных устройств с кольцевым ориентатором 449

Транспортирование объектов сборки

Федоров В.А., Малышев Е.Н., Ильичев В.Ю. Сокращение трудоемкости переналадки транспортно-загрузочных устройств на основе группового метода 456

Трение и смазка в машинах и механизмах

Кулешова Е.М., Поляков С.А. Оценка ресурса червячных передач с учетом изменения интенсивности изнашивания и скорости роста коэффициента динамичности при использовании пленкообразующих добавок 460

В помощь конструктору, технологу

Житников Ю.З., Лошкарёв А.А. Обоснование предельной угловой скорости вращения бойка в одношпindelных гайковертах ударного действия при возникновении упругих деформаций на плоских поверхностях кулачков 466

Кимаковский М.М., Егоренко М.П. Графическое моделирование струнного музыкального инструмента 469

Фадюшин Д.В., Волков Г.Ю. Особенности геометрического проектирования планетарных роторных гидромашин с выстоями сателлитов 472

Председатель редакционного совета
В.И. КОЛЕСНИКОВ, академик РАН

Редакционный совет

МОСКВА

А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор), д.т.н., проф. Ю.Л. ИВАНОВ, д.т.н.
А.В. ИГНАТОВ, к.т.н., доц.
В.В. БАРДУШКИН, д.ф.-м.н. А.И. КУМЕНКО, д.т.н., проф.
И.А. БУЯНОВСКИЙ, д.т.н., проф. И.А. ЛЮБИНИН, к.т.н.
М.В. ВАРТАНОВ, д.т.н., проф. Б.В. ШАНДРОВ, к.т.н., проф.
С.М. ЗАХАРОВ, д.т.н. А.Г. ХОЛОДКОВА, к.т.н., проф.
И.Н. ЗИНИНА, к.т.н., доц.

Региональные редсоветы

ВЛАДИВОСТОК

Ю.Н. КУЛЬЧИН, акад. РАН
А.А. СУПОНЯ, к.т.н.

ВОЛГОГРАД

М.Г. КРИСТАЛЬ, д.т.н., проф.
В.И. ЛЫСАК, акад. РАН

ИЖЕВСК

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

КАЗАНЬ

Р.И. АДГАМОВ, д.т.н., проф.

КОВРОВ

Ю.З. ЖИТНИКОВ, д.т.н., проф.

КОМСОМОЛЬСКО-АМУРСКИЙ

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

НИЖНИЙ НОВГОРОД

С.В. ГОЛУБЕВ, инж.

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.

ПЕРМЬ

С.М. БЕЛОБОРОДОВ, д.т.н.
В.Ф. МАКАРОВ, д.т.н.

РОСТОВ-НА-ДОНУ

А.А. РЫЖКИН, д.т.н., проф.
И.В. КОЛЕСНИКОВ, д.т.н., проф.
А.П. СЫЧЕВ, к.ф.-м.н., доц.

Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Е.М. НУЖДИНА, И.М. ГЛИКМАН

РЫБИНСК

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

САМАРА

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

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

Е.В. ШАЛОБАЕВ, к.т.н., проф.

ТОМСК

А.В. КОЛУБАЕВ, д.ф.-м.н.
В.Е. ПАНИН, акад. РАН

ТУЛА

А.А. МАЛИКОВ, д.т.н., проф.
В.В. ПРЕЙС, д.т.н., проф.

ХАБАРОВСК

В.И. ШПОРТ, д.т.н., проф.

Беларусь

МИНСК

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

ГОМЕЛЬ

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н.

Украина

КИЕВ

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

ДОНЕЦК

А.Н. МИХАЙЛОВ, д.т.н., проф.

Польша

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

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индекс по каталогу "Пресса России" — 84967) или непосредственно в издательстве
Тел.: 8 (499) 269-54-98, 269-54-96
E-mail: sborka@mashin.ru, http://www.mashin.ru
Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.

Журнал зарегистрирован в РОСКОМНАДЗОРЕ.
Свидетельство о регистрации ПИ № ФС 77-63953
от 09.12.2015 г.

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 BY GROUPS OF SCIENTIFIC SPECIALTIES: 01.02.01 — Theoretical mechanics, 01.02.04 — Mechanics of a deformable solid, 01.02.06 — Dynamics, durability of machines, devices and apparatus, 05.02.02 — Machine science of drive systems and machine parts, 05.02.04 — Friction and wear in machines, 05.02.05 — Robots, mechatronics and robotic systems, 05.02.07 — Technology and equipment for mechanical, physical and technical processing, 05.02.10 — Welding, related processes and technologies, 05.02.11 — Control methods and diagnostics in mechanical engineering, 05.02.13 — Machines, units and processes, 05.02.18 — Theory of mechanisms and machines, 05.04.11 — Nuclear reactor construction of machine, units and technology of the nuclear industry materials

2020 Vol. 21
10 (243)

CONTENTS

Service life of machinery and constructions

Polyakov S.A., Medovshchikov A.V., Kuleshova E.M., Kuksenova L.I.
Evaluation of the involute gear resource by the fatigue failure criteria and possible ways to improve the calculation method 435

Economy and the organization of assembly

Aristova N.I. On improving assembly line efficiency 440

Manufacturability of a construction

Boriskin O.I., Nuzhdin G.A., Yamnikov A.S. Technological design of the cutting head for turning cylinders 444

Production tools and machinery for assembly

Preys V.V., Khachaturian A.V. Design and calculation of mechanical toothed hopper feeding devices with a ring orientator 449

Assembly component parts transportation

Fedorov V.A., Malyshev E.N., Ilichev V. Yu. Reduction of transport-delivery systems adjustment settings based on a group method 456

Friction & lubrication in machines and mechanisms

Kuleshova E.M., Polyakov S.A. Assessment of worm gears life with changes in the wear intensity and the rate of growth of the dynamic coefficient when using film-forming additives 460

Industrial and design engineer's aid

Zhitnikov Yu.Z., Loshkarev A.A. Justification of the limiting angular velocity of the hammer rotation in single-spindle impact wrenches in the event of elastic deformations on the flat surfaces of the cams 466

Kimakowskij M.M., Egorenko M.P. Graphical modeling of a stringed musical instrument 469

Fadyushin D.V., Volkov G.Yu. Features of geometric design of planetary rotary hydraulic machines with satellite stands 472

Chair of Editorial Advisory Board —
Member of Russian Academy of Science
V.I. KOLESNIKOV

Editors

MOSCOW

A.S. VASIL'EV
(Chief editor)
V.V. BARDUSHKIN
I.A. BUYANOVSKY
M.V. VARTANOV
S.M. ZAKHAROV
I.N. ZININA

Yu.L. IVANOV
A.V. IGNATOV
A.I. KUMENKO
I.A. LUBININ
B.V. SHANDROV
A.G. KHOLODKOVA

Regional editors

VLADIVOSTOK

Yu.N. KULSHIN
A.A. SUPONIA

VOLGOGRAD

M.G. KRISTAL
V.I. LYSAK

IZHEVSK

I.V. ABRAMOV
V.G. OSETROV
B.A. YAKIMOVICH

KAZAN

R.I. ADGAMOV

KOVROV

Yu.Z. ZHITNIKOV

KOMSOMOLSK-ON-AMUR

B.N. MARJIN
A.M. SHPILEV

NIZHNY NOVGOROD

S.V. GOLUBEV

OREL

Yu.S. STEPANOV
G.A. KHARLAMOV

ORENBURG

A.N. POLYAKOV
A.I. SERDUK
A.P. FOT

PERM

S.M. BELOBORODOV
V.F. MAKAROV

ROSTOV-ON-DON

A.A. RYZHKIN
I.V. KOLESNIKOV
A.P. SYCHEV

RYBINSK

V.F. BEZIAZYCHNYI
V.V. NEPOMILUEV
A.N. SEMENOV

SAMARA

Yu.A. VASHUKOV
M.A. EVDOKIMOV

ST.-PETERSBURG

E.V. SHALOBAEV

TOMSK

A.V. KOLUBAEV
V.E. PANIN

TULA

A.A. MALIKOV
V.V. PREYS

KHABAROVSK

V.I. SCHPORT

Belarus

MINSK

V.L. BASINJUK
M.L. KHEIFETZ

GOMEL

V.E. STARZHINSKI

Ukraine

KIEV

A.S. ZENKIN
V.A. MATVIENKO

DONETSK

A.N. MIKHAILOV

Poland

P. LEBKOVSKI
E. LUNARSKII

Executive editors of current issue:

E.M. NUZHINA, I.M. GLIKMAN

Journal is distributed on subscription, which can be issues in any post office (index on the catalogue of the "Pressa Rossii" — 84967) or directly in editorial of the journal.

Ph.: 8 (499) 269-54-98, 269-54-96

E-mail: sborka@mashin.ru, <http://www.mashin.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.

The journal is registered by ROSKOMNADZOR.
Registration certificate ПИ № ФС 77-63953. 09.12.2015

С.А. Поляков, д-р техн. наук
(МГТУ им. Н.Э. Баумана, ИМАШ РАН им. А.А. Благодравова),
А.В. Медовщиков, Е.М. Кулешова (МГТУ им. Н.Э. Баумана),
Л.И. Куксенова, д-р техн. наук (ИМАШ РАН им. А.А. Благодравова)
E-mail: alexmed@bmstu.ru

Оценка ресурса эвольвентных зубчатых передач по критерию выкрашивания и возможные пути улучшения методики расчета

Проведен анализ существующей методики оценки ресурса зубчатой передачи по критерию выкрашивания. Рассмотрены напряжения, возникающие в результате работы эвольвентных зубчатых передач. Выявлены недостатки существующей методики расчета ресурса передачи. Сформулированы предложения по совершенствованию данного расчета.

The analysis of the existing method of evaluating the gear transmission resource by the criterion of painting is carried out. The stresses resulting from the operation of an involute gear train are considered. Disadvantages of the existing method of calculating the transmission resource are identified. Proposals for improving this calculation are formulated.

Ключевые слова: эвольвентные зубчатые передачи, выкрашивание, износ зубьев, ресурс передачи, механика контактного взаимодействия.

Keywords: involute gear, fatigue failure, wear of gear, gear transmission resource, contact mechanics.

Введение

В современном машиностроении широкое применение нашли зубчатые передачи с эвольвентным профилем зацепления (ЭЗП). С увеличением требований к надежности деталей машин встает вопрос о достоверности методик для оценки их ресурса.

Основной недостаток существующего подхода для оценки ресурса передач с эвольвентным зацеплением — ограниченность учитываемых факторов, среди которых присутствуют твердость материала, вид термообработки, коэффициенты запаса, определяемые по условиям эксплуатации и степени гетерогенности материала. Однако прямой расчет ресурса, исходя из формул методики [1], показывает доминирующую зависимость ресурса от твердости.

Согласно ГОСТ 21354—87, ресурс передачи можно выразить в виде его зависимости от твердости:

$$L = \frac{HB^3}{60nn_c Z_N^6 \mu}, \quad (1)$$

где L — ресурс;

HB — твердость;

n — частота вращения колеса;

n_c — число входа в зацепление зуба колеса за один полный оборот;

Z_N — коэффициент долговечности;

μ — коэффициент, характеризующий режим нагружения.

Расчет по формуле (1) основан на предположении, что вероятность микротрещинообразования и последующего разрушения определяется степенью деформации поверхностных слоев области контакта, а твердость — основной фактор, препятствующий этой деформации. Однако одна и та же деформация может вызывать у различных материалов разную реакцию, например, в результате разной пластичности материалов, которая существенно влияет на процесс микротрещинообразования [2].

Кроме того, в процессе контактирования могут возникать такие условия деформации, когда напряженное состояние будет существенно отличаться от схемы Герцевского контакта, принятого за основу в методике, приведенной в работе [1]. Так, например, в работе [3] предложена схема контакта, в которой учитывают не только нормальные, но и касательные напряжения. Экспериментальные данные подтверждают повышенную значимость именно касательных напряжений. Число циклов до разрушения N с вероятностью 50 % при испытаниях "ролик по ролику" при качении с проскальзыванием для стали ШХ15 с твердостью 60...61 HRC составляет:

$$N_{50} = \frac{(9,06 \cdot 10^{18})}{\sigma_{y \max}},$$

где $\sigma_{y \max}$ — максимальное значение относительного нормального напряжения на конце малой полуоси,

$$\begin{aligned} \sigma_{y \max} &= \sigma_y^N + \sigma_y^T; \\ \sigma_y^T &= f \sigma_y^N, \end{aligned} \quad (2)$$

где f — коэффициент трения;

σ_y^N, σ_y^T — нормальная и тангенциальная компоненты.

Таким образом, существует ряд факторов, которые не учтены в методике [1], однако могут радикально повлиять на процесс контактного выкрашивания зубчатых колес.

Цель работы — формулировка предложений по совершенствованию существующей методики расчета, приведенной в работе [1].

Процессы изнашивания и выкрашивания — взаимосвязаны и доминирование одного из них возникает при смещении напряжений или в сторону нормальных, или в сторону касательных [4]. В то же время процессы разрушения имеют общую природу, и пластичность здесь играет большую роль. Рассмотрим схему элементарного контакта шероховатости [5].

В случае действия тангенциальной силы при трении важна площадь смятия, формирующаяся при тангенциальном смещении микронеровностей. Если моделировать область контакта с помощью набора сфер радиусом R_b , внедренных в пластичное полупространство на глубину h , то площадь смятия на единичном пятне контакта составит (рис. 1):

$$S = hl,$$

где $l = 0,1R_b$.

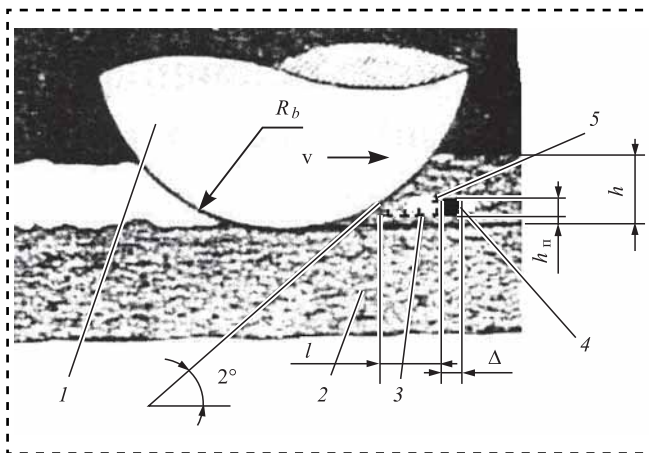


Рис. 1. Схема деформирования приповерхностных слоев при трении:

1 — жесткая полусфера, моделирующая контакт шероховатостей с приведенным радиусом R_b ; 2 — деформируемый материал; 3 — плоское дислокационное скопление; 4 — дисперсное включение, тормозящее дислокации; 5 — переползающая дислокация; l — длина дислокационного скопления; Δ — размер дисперсной частицы в направлении скольжения дислокаций; h — приведенная глубина внедрения шероховатостей; h_n — высота включения, на которую должны переползать дислокации

При общем числе пятен контакта $n = \PhiПК/0,5(\pi l^2)$, общая площадь смятия составит

$$A_{r\tau} = 2\PhiПКh/(\pi 0,1R_b),$$

где $\PhiПК$ — фактическая площадь контакта.

При характерном соотношении $h/R_b \leq 0,01$, $A_{r\tau}$ составит не более 10 % от $\PhiПК$.

Учитывая, что $\PhiПК = 0,01$ НПК (номинальной площади контакта), $A_{r\tau} \leq 0,001$ НПК. При таких площадях смятия даже небольшая тангенциальная сила приводит к пластической деформации, а напряжение смятия, возникающее на площади $A_{r\tau}$, будет существенно превышать твердость деформируемого материала и достигать порядка $10^3 \dots 10^4$ МПа.

Рассмотрим случай, когда в условиях внешнего трения фрикционные связи могут выступать как упругая или упругопластическая деформация. В этом случае происходит изнашивание контактирующих поверхностей. Толщина изношенного слоя складывается из толщин слоев, деформированных в процессе тангенциального перемещения, при этом число циклов до разрушения соответствующего слоя n определяется соотношением критической $\epsilon_{кр}$ и фактической $\epsilon_{ф}$ деформаций этого слоя $n = (\epsilon_{кр}/\epsilon_{ф})$. В то же время толщина деформированного слоя определяется глубиной внедрения



или сближения поверхностей, имеющей вид для единичной шероховатости

$$a_i = N_i / 2\pi r HVB,$$

где N — нагрузка;

HVB — твердость по Бринеллю;

r — радиус закругления шероховатости.

В этом случае интенсивность изнашивания является функцией нагрузки на контакт N , поскольку $h = \Sigma a_i / n = N / 2\pi r HVBn$. В общем виде формула для зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки будет иметь вид:

$$I = kP^m, \quad (3)$$

где k — размерный коэффициент, характеризующий механические и геометрические свойства изнашиваемой детали, пронормированный на длину пути трения, $k = A_{\text{ном}} / 2\pi r HVBn$;

P — отношение нормальной нагрузки к номинальной площади контакта (среднее номинальное давление);

m — показатель степени, учитываемый в случае нелинейности зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки.

Таким образом, механические свойства, которые учитываются при оценке интенсивности изнашивания — это твердость и пластичность. Однако относительное удлинение ($\varepsilon = \delta/l$), используемое, как правило, в качестве показателя пластичности, не соответствует той характеристике пластичности, которая требуется по физическому смыслу в формуле (3), в силу существенного отличия объемных и поверхностных механических свойств (таблица).

Очевидно, что величина n имеет более сложную структуру, чем ε . Однако для ее определения трудно подобрать экспериментальный метод, поскольку сложно оценить степень дефор-

мации приповерхностных слоев и критическое значение этой деформации. Наиболее близкий аналог этому понятию — фрикционное упрочнение при заедании, которое показывает, как изменяется микротвердость приповерхностных слоев при заедании. Наиболее информативным вариантом определения этой величины является метод скользящего пучка рентгеновского излучения, позволяющего оценить физическое уширение рентгеновских линий β , которое дает количественную оценку степени деформации в приповерхностном слое и в ряде случаев пропорционально микротвердости [5]. Величина β может быть использована и для оценки показателя фрикционного упрочнения, которое можно представить как соотношение β до и после процесса заедания, характеризующее резерв микропластичности приповерхностных слоев. Таким образом, подтверждается, что пластичность имеет существенное влияние на процессы поверхностного разрушения материала и при оценке работоспособности материала детали должна учитываться.

Пластичность материала приобретает актуальность в связи с возникновением касательных напряжений в зоне контакта, поскольку именно эти напряжения провоцируют пластическую деформацию. В связи с этим необходимо рассмотреть причины возникновения касательных напряжений. Из условия работы зубчатой передачи касательные напряжения возникают вследствие напряженного состояния в зоне контакта и контактно-кинематического проскальзывания в передаче. В эвольвентном зубчатом зацеплении чистое трение качения происходит только в полюсе зацепления,

Сравнение механических свойств материалов в объеме и на поверхности

Материал	Объемное упрочнение σ_v/σ_t	Относительное удлинение $\varepsilon = \delta/l$	Фрикционное упрочнение	
			по ГОСТ 23.213—83 [5, 10]	в активной среде [5, 10]
Баббит Б88	1,5	0,60	1	1
Медь	3,0	0,75	6	
Бронза	2,0	0,65	2	
Чугун	1,0	0,02	1	
АО20	1,5	0,30	6	
30ХГСА	1,3		2	
12Х18Н9Т	1,5			

а во всех остальных частях поверхности обкатывания зубьев присутствует трение скольжения. В зубчатом зацеплении с ростом нагрузки влияние тангенциального проскальзывания и трения скольжения в зацеплении увеличивается, соответственно большее количество полезной работы уходит на преодоление сил трения, что выражается соотношением для КПД:

$$\eta = 1 - f(\Delta L/l), \quad (4)$$

где ΔL — суммарный путь трения зуба колеса;
 l — длина активного участка линии зацепления;

f — коэффициент трения скольжения, который в условиях граничной смазки с ростом нагрузки растет экспоненциально (по диаграмме Герси—Штрибека в левой ветви).

Длина l определяется геометрическими параметрами зацепления, поэтому для данного зацепления она остается постоянной при изменении нагрузки. В то же время ΔL определяется составляющими пути трения Δl_i на i -х участках проскальзывания:

$$\Delta L = \int \Delta l_i(x) dx;$$

$$\Delta l_i = 2a\lambda,$$

где a — половина размера площадки контакта, $a = 1,128\sqrt{q_n ER}$;

q_n — нормальная нагрузка на единицу длины по ширине зуба, линейно зависящая от тормозного момента на выходе передачи;

E — приведенный модуль упругости;

R — приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей;

λ — коэффициент скольжения, $\lambda = (r_2 z_1 / r_1 z_2) - 1$;

r_2, r_1 — радиусы кривизны эвольвент зубчатых колес в точке сопряжения зубьев;

z_1, z_2 — числа зубьев у шестерни и колеса.

С ростом приложенной нагрузки на зубчатое зацепление увеличивается нормальная к поверхности зуба сила, соответственно возрастают максимальное контактное давление и размер площадки контакта зубьев a . Это приводит к увеличению путей трения в контакте ΔL , коэффициента трения, что в свою очередь приводит к микропластической деформации на уровне шероховатости.

Если принимать в расчет микропластическую деформацию, то требования к материалам зубчатых колес должны быть весьма противо-

речивыми. С одной стороны, для увеличения числа циклов до разрушения необходимо стремиться к высокой пластичности, с другой — у пластичных материалов будет более высокое значение относительного внедрения, которое обратно пропорционально твердости. Следовательно, для указанных условий работы требуется материал с высокой пластичностью и высокой твердостью, что оказывается достижимо только для гетерогенных материалов, например, азотированных сталей, имеющих высокую износостойкость и контактную выносливость [1, 5].

Помимо перечисленных факторов, уровня пластичности существует еще один важный фактор, который определяет уровень касательных напряжений в контакте — это коэффициент трения. Данный коэффициент существенно зависит от условий смазывания и качества смазочного материала, что никак не учитывается методикой, приведенной в работе [1]. Однако определить коэффициент трения в контакте зубьев технически затруднительно. Для оценки влияния смазочного материала на коэффициент трения в контакте ЭЗП можно воспользоваться формулой (4), имея в виду, что оценить КПД по соотношению моментов на быстроходном и тихоходном валах значительно проще, чем непосредственно измерять f . Для оценки влияния качества смазочного материала проводили эксперимент на лабораторном стенде кафедры РК-3 МГТУ с высоким передаточным отношением [6]. Результаты замеров КПД со штатным маслом и тем же маслом с антифрикционной добавкой представлены на рис. 2.

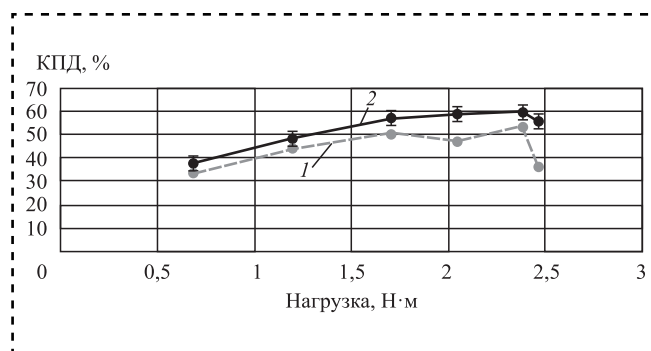


Рис. 2. Зависимость КПД редуктора с ЭЗП от тормозного момента для двух вариантов смазочных материалов [6]:
 1 — штатное масло; 2 — масло + антифрикционная добавка



Заключение

Выявлен и обоснован ряд факторов, оказывающих существенное влияние на процессы контактной деформации и разрушения приповерхностных слоев зубьев ЭЗП. К этим факторам относятся пластичность и твердость материала зубьев, наличие в области контакта касательных напряжений и их развитие в процессе деформации, условия смазывания, включая количество и качество смазочного материала. Большинство этих факторов, за исключением твердости, никак не учитываются в методике, приведенной в работе [1]. Однако они могут быть воспроизведены в условиях испытаний, например на машине СМТ-1, где можно регулировать условия проскальзывания и смазывания. Поэтому основным средством получения данных о пределе выносливости при контактном нагружении, в особенности для новых конструкционных и смазочных материалов, должны быть новые экспериментальные данные, включающие следующие условия испытаний: контактную нагрузку, уровень проскальзывания, условия смазывания, в том числе, количество и качество смазочного материала. Кроме того, испытываемый материал должен быть представлен широким спектром показателей, включающим не только твердость и микротвердость, но и пластичность, оцени-

ваемую по характеру изменения структуры и микротвердости в процессе контактирования, например, с помощью рентгеноструктурного анализа с определением физического уширения β до и после испытаний.

Библиографический список

1. **Детали машин** / под ред. О.А. Ряховского. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 520 с.
2. **Эффект** одновременного повышения прочности и пластичности при комнатной температуре нано- и микрокристаллических металлов, полученных методами интенсивного пластического деформирования. Модель расчета предельной прочности и пластичности при комнатной температуре / В.Н. Чувильдеев и др. // Материаловедение. 2010. № 12. С. 4–11.
3. **Орлов А.В.** Контактная прочность и факторы ее определяющие. Современная трибология. Итоги и перспективы / под ред. К.В. Фролова М.: Изд-во ЛКИ, 2008. С. 70–94.
4. **Павлов В.Г., Яговитов В.Д.** Ресурс работы косозубой зубчатой передачи по условию предельно допустимого износа // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2009. № 4. С. 50–55.
5. **Поляков С.А., Куксенова Л.И., Лаптева В.Г., Алексеева М.С.** Анализ процессов микропластической деформации приповерхностных слоев азотированных конструкционных сталей // Материаловедение. 2016, № 3. С. 24–31.
6. **Поляков С.А., Кулешова Е.М., Рубцов С.В., Куксенова Л.И.** Влияние вида смазочного материала на показатели энергоэффективности эвольвентных зубчатых передач // Вестник НТР. 2019. № 7. С. 30–35.



ООО "Издательство "Инновационное 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, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2

Тел.: 8 (495) 785-60-69

e-mail: realiz@mashin.ru, www.mashin.ru

Н.И. Аристова, канд. техн. наук (ИПУ им. В.А. Трапезникова РАН)
E-mail: avtprom@ipu.ru

О повышении эффективности сборочной линии

Эффективное функционирование сборочной линии в значительной степени связано с решением двух задач — выбор оборудования для сборочной линии и распределение работ между рабочими станциями, а также рабочими станциями и человеком. Приведен обзор научных исследований, направленных на решение этих задач. Предложен инвариантный к видам технологических операций подход к автоматизации производства, позволяющий успешно решать, в том числе обозначенные задачи.

The efficient functioning of an assembly line is largely related to two tasks — the selection of equipment for the assembly line and the distribution of work between the workstations as well as the workstation and the person. A review of scientific research aimed at solving these problems is given. An invariant approach to the types of technological operations is proposed to automate production, which allows to solve successfully, including the designated tasks.

Ключевые слова: сборочная линия, выбор оборудования, балансировка сборочной линии, распределение работ.

Keywords: assembly line, equipment selection, assembly line balancing, work distribution.

На автоматизированной сборочной линии собираемое изделие последовательно перемещается с одной рабочей позиции на другую, где над полуфабрикатом выполняют операции в соответствии с технологическим процессом сборки. В выполнении технологического процесса задействованы люди, инструменты, технологическое оборудование (автоматы, роботы) и комплектующие детали. Каждый работник обычно выполняет одну простую технологическую операцию. Все детали или собираемые узлы перемещаются транспортерами или моторизованными транспортными средствами от одной рабочей позиции к следующей. При этом на рабочих станциях последовательно присоединяют детали до тех пор, пока не будет проведена окончательная сборка. В этой производственной системе технологические операции выполняются в строгой последовательности, предусмотренной сборочным технологическим процессом.

Эффективное функционирование сборочной линии в значительной степени связано с решением двух задач — выбор оборудования для сборочной линии и распределение работ между

рабочими станциями, а также рабочими станциями и человеком.

Рассмотрим основные направления исследований, ориентированных на решение этих задач.

Выбор оборудования

Международная федерация робототехники (IFR) в докладе о состоянии робототехники в мире в 2017 г. спрогнозировала 14 % ежегодного прироста промышленных робототехнических установок в период с 2018 по 2020 гг. Также прогнозировалось, что к 2020 г. на заводах по всему миру будет установлено более 1,7 млн новых промышленных роботов, таким образом, мировой запас действующих промышленных роботов составит более 3 млн единиц. Такие оптимистичные прогнозы подкрепляются стремительным развитием и распространением в промышленности концепции Industry 4.0.

Последние достижения в области науки и техники позволяют разработчикам создавать роботов с самыми разными техническими характеристиками и возможностями для различных областей применения. В этих условиях



на первый план выходят задачи правильного выбора промышленных роботов для конкретных применений, хотя этот процесс и ранее никогда не был тривиальной задачей для лиц, принимающих решения. Но сегодня как никогда неправильный выбор робота может негативно повлиять на конкурентоспособность фирмы с точки зрения производительности оборудования и качества продукции.

Процесс выбора робота заключается в определении правильных критериев с учетом практических требований промышленного применения. Однако в связи со сложностью современных робототехнических комплексов, их усовершенствованными характеристиками и функциональными возможностями при выборе робота для конкретного применения необходимо учитывать более 75 критериев [1]. Противоречащие друг другу характеристики и их не унифицированные оценки неизбежно усложняют процесс принятия решения. Все эти факторы в сочетании с растущим числом альтернативных вариантов усложняют процедуру выбора роботов.

В связи с этим эффективным инструментом для решения проблемы выбора робота на современном этапе принято считать системы поддержки принятия групповых решений (с привлечением группы экспертов) по нескольким критериям. Приведем некоторые примеры.

А. Seidmann (1984 г.) разработал двухэтапный процесс принятия решений для выбора робота по нескольким критериям с помощью метода анализа иерархии (АНР)¹. Метод АНР также положен в основу автоматизированной модели отбора, учитывающей как субъективные, так и объективные критерии, и включающей входные данные от множества лиц, принимающих решения (С.-Н. Goh, 1997 г.). А. Bhattacharya (2005 г.) использует модель, сочетающую преимущества метода АНР и метода структурирования функции качества (QFD)². Предложенная

¹ Метод анализа иерархий (Analytic Hierarchy Process, АНР) — структурированная техника принятия комплексных решений. Она не дает ответа на вопрос, что правильно, а что нет, но позволяет человеку, принимающему решение, оценить, какой из рассматриваемых им вариантов лучше всего удовлетворяет его нуждам и его пониманию проблемы.

² Структурирование (развертывание) функции качества (Quality Function Deployment, QFD) — гибкий метод принятия решений, использующийся в разработке товаров или услуг. Метод позволяет учитывать требования отдельного клиента, сегмента рынка, компании или технологии развития. QFD трансформирует потребности клиентов в инженерные характеристики продукции, расставляет приоритеты для

модель позволяет адаптировать технические возможности роботизированной системы под требования заказчика, а затем оценить преимущества ее внедрения на производственном предприятии с экономической точки зрения. V. Agrawal (1991 г.) для выбора роботов использует методику предпочтения заказов по схожести с идеальным решением (TOPSIS). Подход для реализации выбора робота путем интеграции множества критериев в один индекс производительности робота был предложен М. Braglia в 2000 г. Рядом исследователей разрабатываются методологии для выбора промышленного робота на основе весовых коэффициентов (например, Е. Karsak, 2005 г.).

Подход, основанный на графах и матричном методе оценки и выбора промышленных роботов, предложил R. Rao (2006 г.). Подход одновременно учитывает объективные веса критериев и субъективные предпочтения лиц, принимающих решения. Группа исследователей под руководством А. Kentli (2011 г.) разработала модель принятия решений по нескольким критериям для выбора робота на базе функции удовлетворения для преобразования различных атрибутов робота в единую шкалу и инструмент измерения расстояния для определения наиболее подходящего робота-кандидата. В работах G. Michalos (2012—2015 гг.) приведены методы получения альтернативных вариантов выбора сборочного оборудования по нескольким определяемым пользователем критериям, далее применяются интеллектуальные алгоритмы поиска для выявления наилучшего решения.

Таким образом, тема выбора роботов очень востребована и активно исследуется различными научными коллективами. Все существующие подходы к выбору роботов для сборочной линии требуют значительных временных, вычислительных и интеллектуальных затрат (привлечение экспертов).

Распределение работ между рабочими станциями и между рабочими станциями и человеком (балансировка сборочного процесса)

В 1939 г. Л.В. Канторович опубликовал работу "Математические методы организации

каждого продукта/услуги и одновременно определяет задачи в области развития продукции или услуги. Основа QFD — построение фигурной матрицы, названной в соответствии со своей формой "Дом качества".

и планирования производства", в которой сформулировал новый класс экстремальных задач с ограничениями и разработал эффективный метод их решения. Таким образом, были заложены основы линейного программирования.

Во введении к своей работе Л.В. Канторович пишет: "Существуют два пути повышения эффективности работы цеха, предприятия и целой отрасли промышленности. Один путь — это различные улучшения в технике, т.е. новые приспособления в отдельном станке, изменение технологического процесса, нахождение новых, лучших видов сырья. Другой путь, пока гораздо меньше используемый, — это улучшение в организации производства и планировании. Сюда относятся, например, такие вопросы, как распределение работ между отдельными станками предприятия или механизмами, правильное распределение заказов по предприятиям, правильное распределение различных видов сырья, топлива и пр."

В условиях современной сборочной линии задача распределения работ между рабочими станциями соответствует задаче балансировки сборочной линии. Балансировка сборочной линии (БСЛ) — выравнивание времени всех операций в соответствии со временем такта (максимально доступным временем для завершения каждого этапа и передачи продукта на следующий этап работ) в пределах одной линии или процесса в целях достижения максимальной эффективности потока.

Впервые математически строгую постановку задачи БСЛ сформулировал М.Е. Salveson в 1955 г. в виде линейной задачи программирования. Цель этой задачи состояла в том, чтобы распределить сборочные операции между рабочими станциями таким образом, чтобы время выполнения сборочных операций было примерно одинаковое. Позднее задачу БСЛ исследовали с помощью динамического метода программирования (J.R. Jackson, 1956 г.), нулевого целочисленного программирования (E.H. Bowman, 1960 г.), метода ранжированного позиционного веса (W.B. Helgeson, 1961 г.). Эвристический алгоритм, основанный на поиске кратчайшего маршрута в однонаправленной сети для решения БСЛ, был предложен A.L. Gutjahr (1964 г.).

Из-за сложности задачи БСЛ и для углубленного изучения ее математическими методами исследователи рассматривали различные огра-

ничения (условия), упрощающие практическую задачу балансировки поточной сборочной линии, которая возникает в реальном поточном производстве. Подытожил такие ограничения I. Baybars в 1986 г. и назвал задачу БСЛ с девятью упрощающими условиями простой задачей БСЛ. Между этой задачей и балансировкой реально существующей поточной сборочной линии имеется множество различий. В литературе предпринималось немало попыток приблизить классическую простую задачу БСЛ к задаче балансировки реального поточного сборочного производства. Это делалось за счет ослаблений тех или иных ограничений, и поэтому рассматриваемые задачи, как правило, назывались "общими".

Среди современных исследований в области БСЛ отметим работу [2], в которой разработаны две робастные модели оптимизации для БСЛ в условиях неопределенности, предложен алгоритм для точного решения задачи. Авторы работы [3] предложили гибридный алгоритм с элементами обучения для решения многокритериальной задачи БСЛ, позволяющий минимизировать время цикла и время переналадки оборудования. Для оптимального решения этой задачи использованы такие алгоритмы, как оптимизация роя частиц и поиск переменных окрестностей. В статье [4] рассматриваются задачи БСЛ с неточными исходными данными (длительностями сборочных операций). В работе [5] предложена математическая модель, в которой учтены ограничения по ресурсам и изменения производительности. Цель алгоритма — минимизация времени цикла и числа используемых рабочих станций. Исследованы разновидности задач БСЛ с акцентом на оптимизацию производительности линии, минимизацию числа рабочих станций и времени простоя оборудования [6]. Решается задача БСЛ с применением алгоритмов пчелиных колоний и искусственных пчелиных колоний для производственных линий больших масштабов в целях минимизации числа рабочих мест [7]. Проведено исследование по балансировке роботизированных сборочных линий, ориентированное на минимизацию времени цикла с учетом времени наладки, зависящую от последовательности технологических операций [8].

Таким образом, БСЛ не является новой задачей. Но значительное число исследований, в том числе современных, свидетельствует об актуаль-



ности указанной проблемы и необходимости ее решения с помощью новых технологий и алгоритмов.

Инвариантный к видам технологических операций подход к автоматизации производства

В настоящее время сотрудниками ИПУ РАН исследуется проблема минимизации стоимости выпускаемых изделий за счет выбора стратегии автоматизации технологических процессов с широким набором видов технологических операций (ТО), выполняемых автоматами и человеком. Для ее решения предложены [9]:

1) абстрактная математическая модель машиностроительного производства, *инвариантная к видам ТО*, включающая:

- полный список видов ТО (m видов);
- полный список типов роботов (f типов);
- параметры роботов (время выполнения ТО — b , вероятность выполнения ТО — p);
- параметры изделия (число необходимых ТО n каждого из m видов ТО);
- специальную матричную переменную α — степень автоматизации (матрица $m \times f$), позволяющую выбирать различные схемы автоматизации;
- единицу рабочего времени каждого робота — λ ;

2) структура математической модели, включающая две компоненты производственного процесса:

- аддитивную модель расчета стоимости изготовления изделия (выполнения ТО):

$$C_k(A) = \sum_{j=0}^f \sum_{i=1}^m \alpha_{ij} b_{ij} \lambda_j n_{ki}; \quad j = 0 \dots f; i = 1 \dots m;$$

- мультипликативную модель расчета вероятности правильного изготовления изделия (вероятность брака):

$$P = \prod_{j=0}^f \prod_{i=1}^m p_{ij}^{\alpha_{ij} n_{ki}};$$

3) метод построения алгоритмов для поиска оптимальной (минимальной) стоимости выпускаемых изделий для различных параметров производства.

Среди важнейших задач, которые решаются с помощью предложенного инвариантного к видам технологических операций подхода,

отметим распределение работ между человеком и роботом или между различными роботами, приводящее к минимизации стоимости выпускаемой продукции.

Разновидностью этой задачи на этапе проектирования производственной линии является выбор оборудования, использование которого приведет к минимизации стоимости будущей продукции.

Преимущество предложенного подхода — возможность точно решить поставленную задачу. Алгоритм учитывает структуру процесса изготовления, что позволяет избежать полного перебора и решать задачи практически любой размерности.

Библиографический список

1. **Козырев Ю.Г.** Применение промышленных роботов: учеб. пособие. М.: КНОРУС, 2010. 488 с.
2. **Hazir O., Dolgui A.** Assembly line balancing under uncertainty: Robust optimization models and exact solution method // Computers and Industrial Engineering. 2013. 65 (2). P. 261–267.
3. **A hybrid PSO algorithm for a multi-objective assembly line balancing problem with flexible operation times, sequence-dependent setup times and learning effect** / N. Hamta et al. // International Journal of Production Economics. 2013. 141 (1). P. 99–111.
4. **Сотсков Ю.Н., Затюпо О.С.** Задачи балансировки сборочных линий с неопределенными числовыми параметрами // Информатика. 2013. № 4. С. 54–65.
5. **Razali M.M., Ab Rashid M.F.F., Make M.R.A.** Mathematical modelling of mixed-model assembly line balancing problem with resources constraints // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2016. 160 (1).
6. **Alavidoost M.H., Zarandi V.H.F., Tarimoradi M., Nemati Y.** Modified genetic algorithm for simple straight and U-shaped assembly line balancing with fuzzy processing times // Journal of Intelligent Manufacturing. 2017. 28 (2). P. 313–336.
7. **Tapkan P., Ozbakir L., Baykasoglu A.** Modeling and solving constrained twosided assembly line balancing problem via bee algorithms // Applied Soft Computing Journal. 2012. 12 (11). P. 3343–3355.
8. **Janardhanan M.N., Zixiang L., Bocewicz G., Banaszak Z.** Metaheuristic algorithms for balancing robotic assembly lines with sequence-dependent robot setup times // Applied Mathematical Modelling. 2019. Vol. 65. P. 256–270.
9. **Чадеев В.М., Аристова Н.И.** Самовоспроизведение механических роботов. М.: СИНТЕГ, 2012. 312 с.

О.И. Борискин, д-р техн. наук (Тулеский государственный университет),
Г.А. Нуждин, канд. техн. наук
(Национальный исследовательский технологический университет "МИСиС"),
А.С. Ямников, д-р техн. наук (Тулеский государственный университет)
E-mail: nuzhdin.65@mail.ru

Технологичность конструкции резцовой головки для точения цилиндров

Разработана конструкция резцового блока с повышенной технологичностью. Отдельно устанавливаемые вкладыши осуществляют базирование режущих пластин в радиальном направлении. Это упрощает эшелон ремонта и весь комплекс технологических операций и организационных действий при восстановлении работоспособности.

The design of the cutting unit with high adaptability was developed. Separately installed inserts are used to base cutting plates in radial direction. This simplifies the repair level and the whole range of technological operations and organizational actions during the restoration of working capacity.

Ключевые слова: технологичность, погрешность, резцовый блок, режущая пластина, оболочковые конструкции.

Keywords: technological effectiveness, error, cutter block, cutting plate, shell-type construction.

Обеспечение технологичности конструкции изделия — одна из основных функций подготовки производства. Она обуславливает взаимосвязанное решение конструкторских и технологических задач [1]. Оболочковые конструкции, равно как и трубы, обеспечивают высокую прочность и плотность компоновки. Их широко применяют в различных отраслях промышленности и, что особенно важно, в ответственных областях: авиа- и ракетостроении, нефтегазодобывающей и нефтегазоперерабатывающей промышленности, криогенной технике и холодильных установках. К деталям рассматриваемого класса предъявляют высокие требования как по химическому составу металлов и сплавов в целях идентификации их марок, так и по точности выдерживаемых параметров [2]. Рентгенофлуоресцентный анализ (РФА) — неразрушающий, неопасный для окружающей среды элементный анализ. Нижние пределы обнаружения элементов меньше предельных и/или опасных содержаний этих элементов; не

требуется применения химических реактивов. Кроме того, при РФА не требуется разбавления образца. Основное требование для точного анализа — однородность образца и наличие ровной поверхности [2]. В случае оболочковых конструкций и труб эти требования соблюдены.

Одновременно с увеличением количества оболочковых конструкций и труб повышаются и технические требования к точности размеров поверхностей, формы и их взаимного расположения. В прецизионном машиностроении эти требования достигают порядка микрометров и долей микрометра. Для таких деталей важны все этапы изготовления, и законы технологической наследственности играют важную роль при разработке технологического процесса. Например, разработка нового технологического процесса и параметров инструмента для получения цилиндрических изделий включала в себя двенадцать этапов. Новый разработанный технологический процесс обеспечивает: повышение производительности изготовления



детали на 50 % и более, сокращение времени на подготовку производства и снижение затрат на изготовление технологической оснастки, уменьшение массы готовой детали на 20 % за счет деформационного упрочнения материала при комбинированной вытяжке с сохранением конструктивной прочности детали. Трудоемкость изготовления уменьшается на 20...25 %, а себестоимость готовой детали — до 15 % [3].

Погрешности формы у труб и оболочковых конструкций оказывают влияние на последующие технологические процессы. Если при прохождении всех деталей через контроль ОТК на машиностроительном предприятии некоторое число сборок тонкостенных труб не удовлетворяют требованию чертежа по радиальному биению, то такие сборки перебирают и подвергают ручному подбору с использованием большого количества слесарей-сборщиков высокой квалификации. Это увеличивает трудоемкость и снижает производительность сборки. Моделируя операции обжима с утонением трубных заготовок на каждом этапе деформирования, и применяя рациональные углы конусности матрицы, соответствующие минимальной относительной силы на третьей стадии операции обжима с утонением, можно изготавливать концентрические осесимметричные переходники с повышенными точностными характеристиками и более упрочненной стенкой [4].

Достаточно широко применяют тонкостенные цилиндрические детали с отношением длины к диаметру 8...12, работающие в условиях силовых и температурных импульсных нагрузок. Эффективность функционирования подобных деталей в значительной степени определяется качеством производства и точностью их геометрических параметров, причем существенное влияние оказывает толщина стенки [5]. Повышение прочности тонкостенных цилиндров за счет увеличения толщины стенки не всегда может быть приемлемо, так как это приводит к резкому росту металлоемкости и стоимости изделия, а также снижению других эксплуатационных характеристик. Поэтому в ответственных случаях для устранения указанного противоречия стальные заготовки подвергают упрочняющей термообработке, обычно закалке с последующим отпусканием.

Надежность функционирования тонкостенных цилиндров, работающих только как аккумуляторы давления, определяет точность

толщины стенки. Выполнение этого требования является условием, достаточным для нормального функционирования изделия, поэтому точность остальных параметров не регламентируется. Для цилиндров, имеющих сопряжения с другими элементами конструкции по одной поверхности, требования задаются на сопрягаемую поверхность и минимальную толщину стенки. Для цилиндров, сопрягаемых обеими поверхностями, назначаются требования на наружную поверхность, внутреннюю поверхность и минимальную толщину стенки.

В ряде случаев работа тонкостенных цилиндров происходит в условиях нестационарных температур либо при осевом вращении с большими угловыми скоростями. Разностенность, вызванная погрешностями формы наружной и внутренней поверхностей и их взаимного положения, приводит к неравномерным температурным деформациям, а также к появлению центробежной силы. Достижение высокой точности геометрических параметров при обработке тонкостенных цилиндров — сложная задача, зависящая от большого количества факторов как при традиционной однорезцовой обработке, так и при обработке многорезцовыми головками (МРГ). Использование процесса точения многорезцовыми головками (МРГ), при котором радиальные составляющие силы резания взаимно компенсируют друг друга, способствует повышению точности обработки.

Разработаны конструкции резцовых блоков, предназначенных для чистового точения наружной поверхности тонкостенных цилиндров. Резцовые блоки устанавливают на станках токарной группы. Конструкция блока предусматривает их смену без проведения подналадки. Это достигается за счет использования технологической оснастки второго порядка и специального узла крепления инструмента. Для установки резцового блока на станке использовали специальный кронштейн, жестко закрепленный на продольном суппорте токарного станка. В кронштейне для базирования блока устанавливали планшайбу, в которой растачивали по месту посадочное отверстие.

При отработке технологии наружного зенкерования спроектированы и изготовлены два типа МРГ, отличающихся конструктивным оформлением узла базирования твердосплавных пластин. МРГ первого типа (рис. 1) представляет собой монолитный корпус 1 с шестью

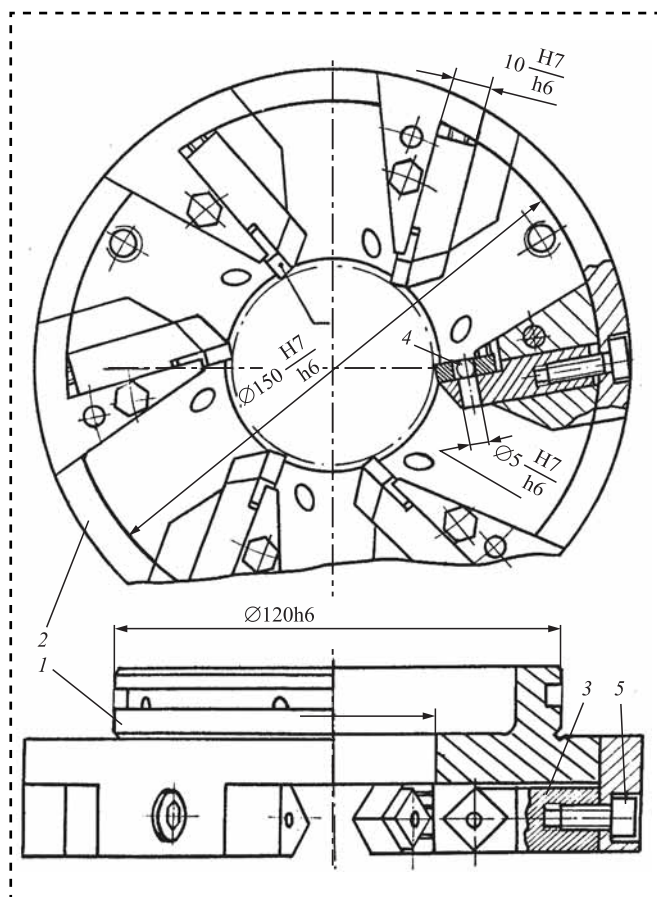


Рис. 1. Шестирезцовая МРГ I типа

радиальными пазами, в которых размещают державки 3 со штифтами 4, предназначенными для закрепления четырехгранных пластин из сверхтвердого композиционного материала или из твердосплавных пластин марки Т15К6 по ГОСТ 19086—80 со стороной грани 12,7 мм [6]. На корпусе установлено бандажное кольцо 2, имеющее отверстия под крепежные болты 5. Базирование твердосплавных пластин осуществляется по двум выступам корпуса 1, выполненным на внутренней кромке паза, выступу бандажного кольца 2 и опорной поверхности державки 3, что лишает ее шести степеней свободы. Основная трудность, с которой пришлось столкнуться в процессе изготовления блока, заключалась в контроле положения базовых опор в радиальном направлении, так как универсальные измерительные средства оказались неприемлемыми. Использовали системы эталонов, обеспечивающих полную идентичность получаемых размеров.

Сущность контроля заключалась в следующем. Взаимное положение плоскостей *a* и *b*, проходящих через направляющую и опорную базы пластины, контролировали с помощью индикаторного приспособления, выполненного в виде конической пробки и предварительно настраиваемого с помощью эталона (рис. 2). В процессе шлифования базовых опор корпуса контролировали взаимное положение баз путем установки индикаторного приспособления на базовые опоры блока. Требуемого положения базовой опоры *d* (см. рис. 2), расположенной на выступе кольца 2 (см. рис. 1), достигали за счет обработки выступов на требуемый диаметр, соосный посадочному диаметру кольца. Тем самым при сборке резцового блока достигалась необходимая точность положения пластин, исключая индивидуальную пригонку. Как показала практика эксплуатации резцовых блоков в производственных условиях, наиболее интенсивному износу подвержены базовые опоры, поэтому блоки приходилось направлять на ремонт и реставрацию в инструментальный цех. Частая и высокая трудоемкость реставрационных работ, а также невозможность регулирования относительного смещения основных и дополнительных резцов заставили отказаться от широкого использования данной конструкции.

Для устранения указанных недостатков разработана более технологичная конструкция резцового блока, отличительная особенность которой — наличие отдельно устанавливаемых вкладышей, осуществляющих базирование твердосплавных пластин в радиальном направлении (рис. 3). Требуемое радиальное положение

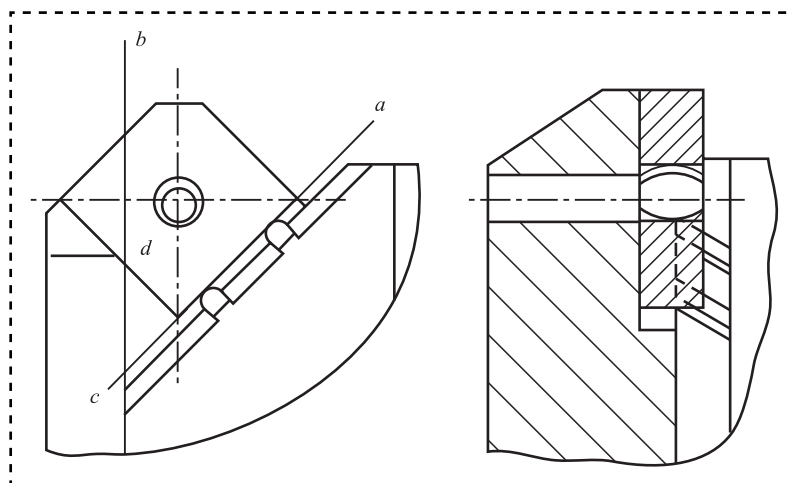


Рис. 2. Базирование твердосплавной пластины в резцовом блоке I типа

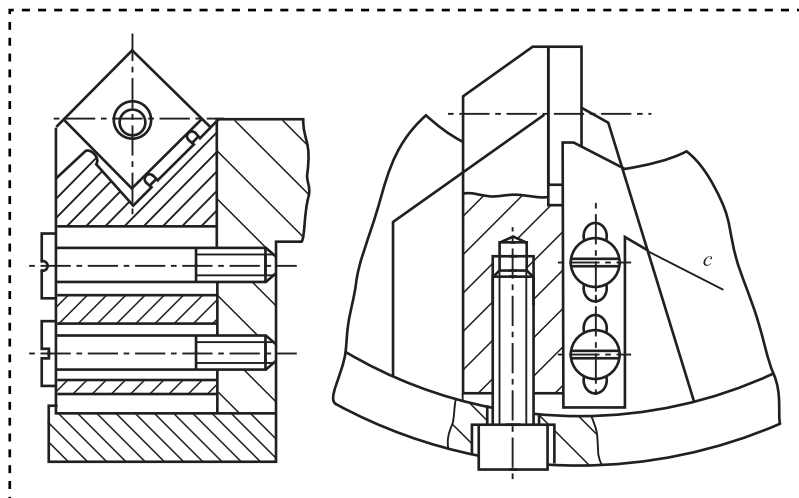


Рис. 3. Базирование твердосплавной пластины в резцовом блоке II типа

ние пластин достигается за счет обеспечения межцентрового расстояния базовых поверхностей. Назначение различных межцентровых расстояний позволило осуществить оптимальный подбор ширины переходной грани, обеспечивающий стойкость резцовых блоков. При износе базовых поверхностей вкладышей требуемого радиального положения пластины под опорную поверхность вкладыша *с* устанавливается подкладка требуемой толщины (см. рис. 3). Это упростит ремонт и реставрацию блоков. Для подвода охлаждения в зону резания на цилиндрическом выступе блока выполнена кольцевая проточка *1*, от которой эмульсия по шести радиальным отверстиям *2* подается на вершины резцов (рис. 4).

При достижении предельного износа пластин осуществляют комплекс технологических операций и организационных действий по восстановлению работоспособности, вклю-

чающий их заточку [7, 8]. Для исключения влияния брака или неправильно назначенных режимов резания нередко в производстве возникает потребность быстрого контроля химического состава. При этом нет необходимости выполнять дорогостоящий анализ, а нужно выявить соответствие того или иного металла или сплава установленным техническим требованиям нормативного документа. В этом случае целесообразно применять экспрессные методы анализа. Например, с помощью рентгеновского экспресс-анализатора Mobile X-50 можно ускоренно идентифицировать различные марки металлов и сплавов, что необходимо для производственного контроля по химическому составу [2].

Специальное двухпозиционное приспособление устанавливают на продольном столе универсального заточного станка. Приспособление представляет собой основание с двумя стойками, в пазах которых размещены вкладыши и державки для базирования режущих пластин аналогично резцовым блокам (рис. 5). Зажим пластин в рабочем положении осуществляется пружиной. Это позволяет значительно экономить время на закрепление и раскрепление пластин. Стойки имеют возможность взаимного смещения в направлении, перпендикулярном к плоскости заточного круга, а также поворота в плоскости продольной оси круга, обеспечивающего разный задний угол переходной грани. Возможность смещения стоек относительно друг друга позволяет проводить заточку пластин для основных и дополнительных резцов одновременно в обеих позициях, выдерживая требуемую ширину переходной грани.

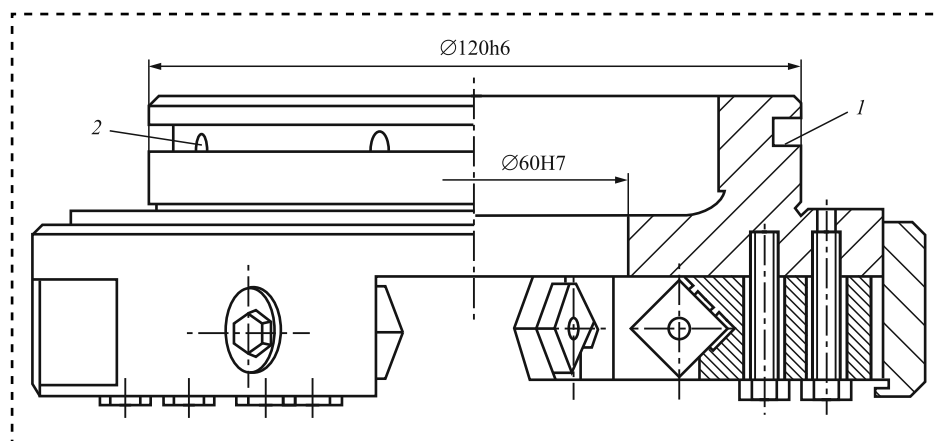


Рис. 4. Шестирезцовая МРГ II типа

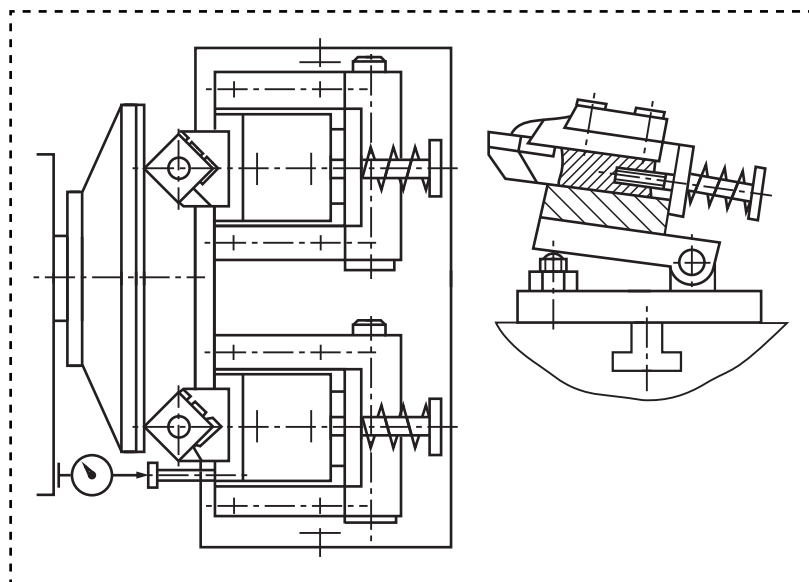


Рис. 5. Двухпозиционное приспособление для заточки твердосплавных пластин

Станок для заточки пластин настраивают следующим образом. В одну из позиций приспособления устанавливают режущую пластину и делают пробный проход шлифовальным кругом. Затем ножку индикатора, закрепленного на шпиндельной стойке заточного станка, устанавливают на шлифованную поверхность режущей пластины и фиксируют его показание. Путем перемещения поперечного стола станка, ножку индикатора устанавливают на базовую площадку, жестко закрепленную на корпусе приспособления, и также фиксируют его показание. Поскольку требуемый размер заточки соответствует заданной разности показаний индикатора на базовой площадке и сошлифованной поверхности, необходимо переместить продольный стол станка произвести подачу приспособления на величину, равную отклонению полученной разности показаний индикатора от заданной.

Например, после пробного прохода разность показаний индикатора на сошлифованной поверхности и базовой площадке составила 1,32 мм. Требуемый размер заточки обеспечивается при разности показаний 1 мм. В этом случае продольный стол смещается на 0,32 мм. После настройки приспособления затачивают партию пластин не более 30 шт. Повторно контролируют разность показаний индикатора и, если требуется, корректируют настройку. Такие проверки и контроль функционирования позволяют избежать погрешностей, связанных с износом шлифовального круга.

Заточенные пластинки перемещают далее по эшелону ремонта, например в инструментальную

кладовую и далее, на сборку резцовых блоков [8]. После закрепления пластин в рабочих позициях, резцовый блок устанавливают на предварительно настроенное контрольное приспособление и измеряют осевое и радиальное положение каждой пластины. Если показания индикаторов не выходят за требуемые границы, блок считается годным к работе. При наличии отклонения показаний индикатора выше предельного пластинку снимают, базовые поверхности продувают сжатым воздухом и проводят повторное закрепление и контроль. Если в этом случае отклонение выше предельного, то в соответствии с концепцией контроля качества, технического обслуживания и ремонта проводят замену пластинки [7].

Заключение

Спроектированные МРГ и технологическая оснастка для заточки и контроля позволяют осуществлять бесподналадочную смену инструмента. Для максимального использования преимуществ точения МРГ необходимо уменьшать вспомогательное время.

Библиографический список

1. **ГОСТ 14.201—83.** Обеспечение технологичности конструкции изделий. Общие требования. М.: Стандартинформ. 2008. 9 с.
2. **Борискин О.И., Нуждин Г.А., Муравьева И.В.** Идентификация черных металлов и сплавов с помощью рентгеновского экспресс-анализатора Mobile X-50 // Черные металлы. 2020. № 3. С. 37—41.
3. **Нечепуренко Ю.Г., Романов П.В., Нуждин Г.А., Матасов И.И.** Перспективные технологические процессы изготовления тонкостенных цилиндрических изделий // Известия ТулГУ. Сер. Технические науки. Тула: Изд-во ТулГУ. 2017. № 6. С. 24—33.
4. **Митин О.Н., Нуждин Г.А., Нгуен К.Х.** Моделирование операции обжима с утонением толстостенных трубных заготовок // Известия ТулГУ. Сер. Технические науки. Тула: Изд-во ТулГУ. 2014. Вып. 5. С. 57—65.
5. **Boriskin O.I., Larin S.N., Yamnikov A.S., Nuzhdin G.A., Blagoveshchenskiy D.I.** Thin-walled steel billets production quality management // Journal of Chemical Technology and Metallurgy. 2019. Vol. 54. Is. 6. P. 1305—1311.
6. **Пат. 2108404 С1 RU, МПК⁶ С 22 С 29/16.** Сверхтвердый композиционный материал/ Белиев М.М., Кеда А.М., Михалев В.П., Салтыков В.А., Нуждин Г.А.; заявл. 15.12.1994; опубл. 10.04.1998. Заявка № 94044274/02. 7 с.
7. **Нуждин Г.А., Капустин А.И.** Контроль качества сверхтвердых композитов // Контроль. Диагностика. 1999. № 6. С. 14—18.
8. **ГОСТ 18322—2016.** Система технического обслуживания и ремонта техники. Термины и определения. М.: Стандартинформ, 2017. 16 с.

СБОРОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЕГО ЭЛЕМЕНТЫ

УДК 658.562:621.9

DOI: 10.36652/0202-3350-2020-21-10-449-455

В.В. Прейс, *д-р техн. наук*, **А.В. Хачатурян** (*Тульский государственный университет*)
E-mail: rabota-preys@yandex.ru

Конструирование и расчет механических зубчатых бункерных загрузочных устройств с кольцевым ориентатором

Рассмотрены конструкции механических зубчатых бункерных загрузочных устройств с кольцевым ориентатором для осесимметричных деталей-тел вращения с асимметричными торцами. Приведены математические зависимости, позволяющие рассчитать их фактическую производительность на стадии проектирования.

The designs of mechanical toothed hopper feeding devices with an ring orientator for axisymmetric parts-rotation bodies with asymmetric ends are considered. Mathematical dependencies are given that allow calculating their actual productivity at the design stage.

Ключевые слова: бункерное загрузочное устройство, производительность, автоматическая загрузка.

Keywords: hopper feeding device, productivity, automatic feeding.

Введение

Одной из проблем при создании автоматизированных технологических систем в сборочных производствах многоэлементных изделий, относящихся к классу объемных осесимметричных деталей — тел вращения, является автоматическая загрузка собираемых элементов. Наличие в сборочной технологической системе нескольких параллельно работающих систем автоматической загрузки предъявляет повышенные требования к их надежности.

В течение прошлого века большинство собираемых многоэлементных изделий не претерпевали существенных изменений в форме и размерах, число их типоразмеров было ограничено, а их производство носило массовый характер. Практически все собираемые элементы имели явно выраженные, так называемые "ключи ориентации": смещение центра масс вдоль продольной оси симметрии, продольная асимметрия внешней или внутренней формы. Для автоматической загрузки таких элементов применяют механические бункерные загрузочные устройства, принцип действия которых основан на использовании указанных ключей ориентации.

Наибольшее распространение получили механические дисковые бункерные загрузочные устройства с наклонными или вертикальными вращающимися дисками, оснащенными захватывающими органами в виде радиально или тангенциально расположенных профильных карманов, гнезд и т.п. [1].

В последние десятилетия активно развивается разработка новых видов многоэлементных изделий не массового выпуска. В результате появились элементы с неявно выраженными ключами ориентации, а в некоторых случаях — элементы с поперечной асимметрией. Это привело к значительному снижению производительности и надежности традиционных конструкций бункерных загрузочных устройств, а в отдельных случаях — к невозможности их практического применения.

Реализация ряда новых технических идей позволила усовершенствовать конструкции механических дисковых бункерных загрузочных устройств для эффективной загрузки элементов с неявно выраженной асимметрией центра масс или внешней формы с производительностью 200...400 шт./мин [2, 3].

Рассмотрим усовершенствованные конструкции механического зубчатого бункерного загрузочного устройства с кольцевым ориентатором

для загрузки сплошных или пустотелых осесимметричных деталей-тел вращения с асимметричными торцами и математические зависимости, позволяющие рассчитать их фактическую производительность на стадии проектирования.

Конструкции механических зубчатых бункерных загрузочных устройств с кольцевым ориентатором

На рис. 1 представлена усовершенствованная конструкция механического зубчатого бункерного загрузочного устройства с кольцевым ориентатором [4]. Зубчатое бункерное загрузочное устройство (рис. 1, *а*) содержит бункер, образованный обечайкой 1 и неподвижным основанием 2, вращающийся диск 3 со сквозными гнездами 4, чередующимися с зубьями 5 для захвата

деталей 6 с асимметрией торцов (*A* — цилиндрический, *B* — асимметричный). На неподвижном основании под вращающимся диском установлен кольцевой ориентатор 7 с пазом 8, сечение которого повторяет профиль асимметричного торца детали, при этом ширина *b* верхней части паза не превышает диаметр торца *A*. Сечение паза плавно изменяется по направлению вращения диска так, что на участке кольцевого ориентатора, расположенного в нижней части бункера, глубина h_{\min} паза минимальна и не превышает $1/4$ высоты *H* торца *B* детали, а в верхней части бункера глубина h_{\max} паза максимальна и не превышает *H*. Расстояние *m* от дна паза до поверхности вращающегося диска остается неизменным по всей окружности кольцевого ориентатора (рис. 1, *б*).

Торцовая поверхность *K* кольцевого ориентатора выполнена криволинейной и направление

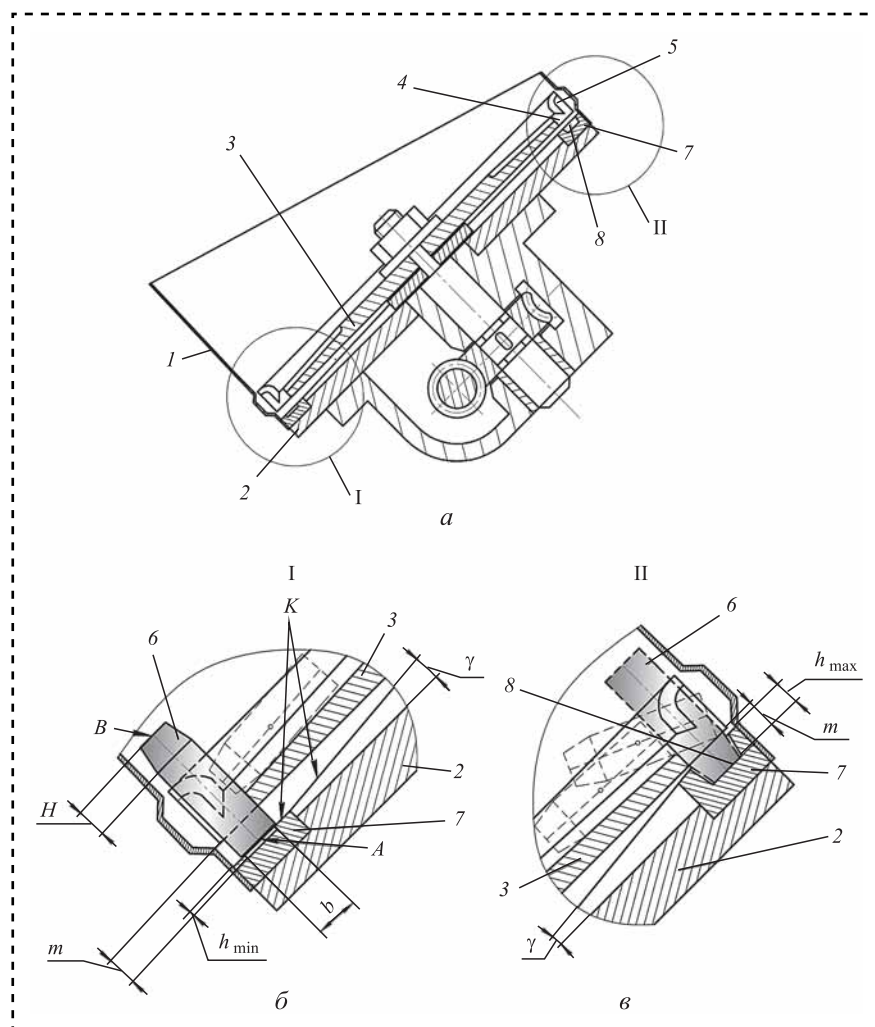


Рис. 1. Усовершенствованная конструкция зубчатого бункерного загрузочного устройства с кольцевым ориентатором:

а — схема в разрезе; *б, в* — увеличенные фрагменты участка кольцевого ориентатора, расположенного в нижней и верхней части бункера

ее подъема совпадает с направлением вращения диска. Угол подъема γ торцовой поверхности *K* не превышает угла трения $\rho = \arctg \mu$, где μ — коэффициент трения скольжения торца *A* детали по торцовой поверхности *K* (рис. 1, *в*).

При вращении диска детали, засыпанные в бункер, ворошатся, пересыпаются и западают в сквозные гнезда или попадают на зубья и, поворачиваясь вокруг них, также западают в сквозные гнезда. Детали, запавшие в сквозные гнезда торцом *A* вниз, опираются им на торцовую поверхность *K*, так как ширина *b* верхней части паза не превышает диаметр торца *A* детали. При дальнейшем вращении диска детали, скользя по криволинейной торцовой поверхности, поднимаются в сквозных гнездах и в верхней части бункера выпадают из них под действием силы тяжести обратно в бункер.

Детали, запавшие в сквозные гнезда торцом *B* вниз, опираются им на дно паза кольцевого ориентатора и надежно удерживаются в сквозных гнездах, так как расстояние *m* от дна паза до поверхности вращающегося диска остается неизменным по всей окружности кольцевого ориентатора. При дальнейшем враще-

нии диска детали, скользя торцом *B* по дну паза, перемещаются в верхнюю часть бункера. Так как глубина паза на участке кольцевого ориентатора в верхней части бункера максимальна, то детали надежно удерживаются в пазу и сквозных гнездах, перемещаются вращающимся диском в зону выдачи и выдаются из сквозных гнезд в приемник.

Дальнейшее совершенствование зубчатого бункерного загрузочного устройства с кольцевым ориентатором направлено на повышение надежности выдачи из захватывающих гнезд в приемник легких пустотелых деталей путем установки в зоне выдачи деталей вращающейся зубчатой звездочки [5]. На рис. 2, *a* усовершен-

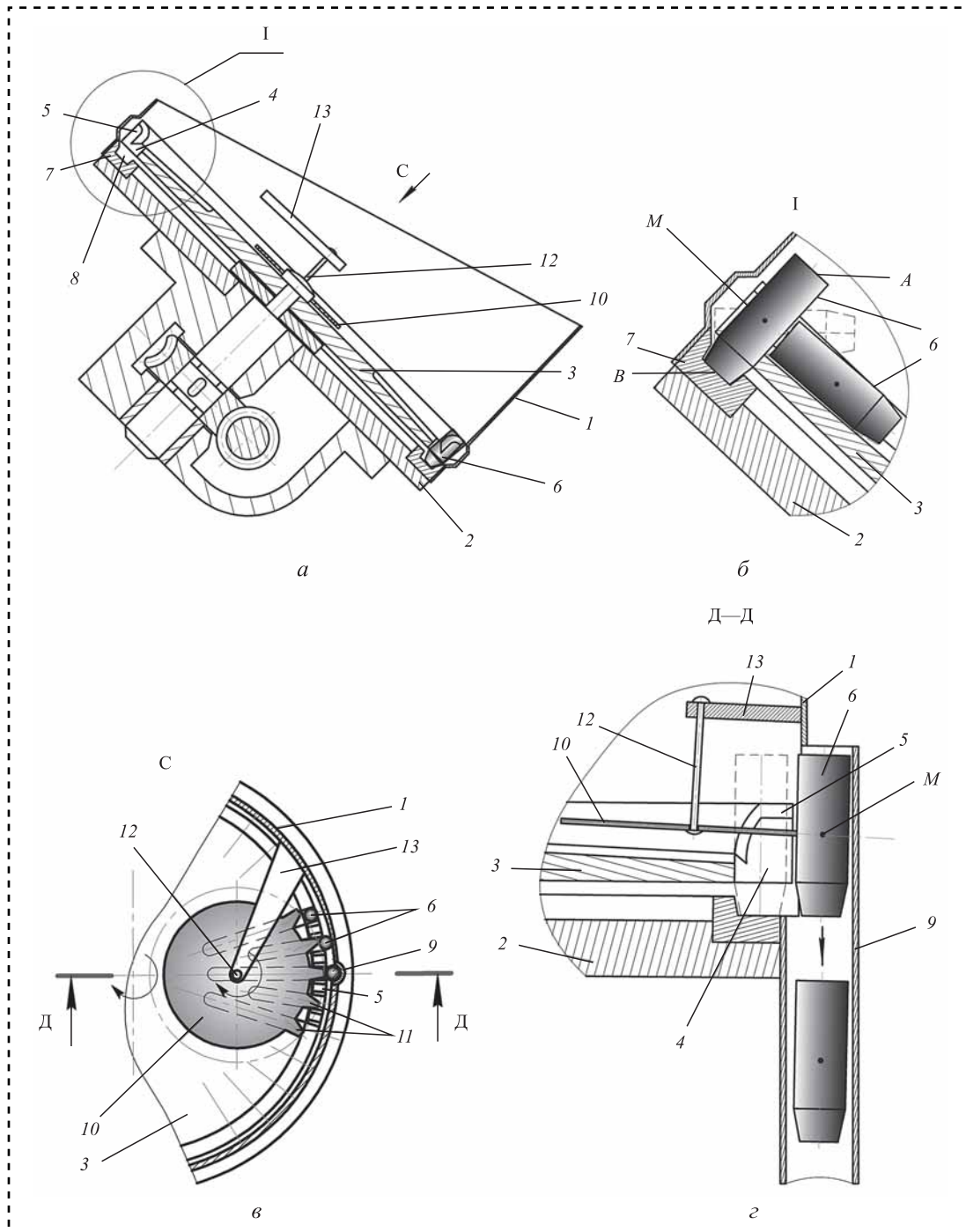


Рис. 2. Дискосое зубчатое бункерное загрузочное устройство с выдающей зубчатой звездочкой: *a* — общий вид в разрезе; *б* — положение деталей в верхней части бункера; *в* — вид С на зубчатую звездочку; *г* — разрез Д-Д по оси приемника в зоне выдачи детали

ствованное бункерное загрузочное устройство содержит бункер, образованный обечайкой 1 и неподвижным основанием 2, вращающийся диск 3 со сквозными гнездами 4, чередующимися с зубьями 5 для захвата деталей 6 с асимметрией торцов, один из которых *A* — цилиндрический, а другой *B* — асимметричный (конический, ступенчатый или сферический), при этом смещение центра масс *M* деталей 6 неявно выражено относительно их торцов *A* и *B* (рис. 2, б). В нижней части бункера на неподвижном основании 2 под вращающимся диском 3 установлен кольцевой ориентатор 7 с пазом 8, обращенным к сквозным гнездам 4 вращающегося диска 3.

В зоне выдачи деталей 6 в приемник 9 (рис. 2, в), над вращающимся диском 3 со сквозными гнездами 4 установлена с возможностью вращения звездочка 10, взаимодействующая своими зубьями 11 с зубьями 5 для захвата деталей 6. Зубчатая звездочка 10 лежит в плоскости, параллельной плоскости вращающегося диска 3 со сквозными гнездами 4, и проходящей через центр масс *M* деталей 6, находящихся в сквозных гнездах 4 (рис. 2, г). Зубчатая звездочка 10 установлена с возможностью вращения на неподвижной оси 12, которая смонтирована на кронштейне 13, закрепленном на обечайке 1.

В зоне выдачи деталей в приемник (см. рис. 2, в, г) зубчатая звездочка, взаимодействуя своими зубьями с зубьями вращающегося диска, приводится во вращение. Зубья звездочки, входя между сквозными гнездами, выталкивают детали из сквозных гнезд вращающегося диска в приемник 9. Под действием сил тяжести детали по траектории, не лежащей в плоскости оси сквозных гнезд, свободно, без задержек, перемещаются по приемнику. Расположение зубчатой звездочки в плоскости, проходящей параллельно плоскости вращающегося диска со сквозными гнездами через центр масс *M* деталей, обеспечивает надежную их выдачу из сквозных гнезд в приемник без нарушения ориентации.

Для исключения поломки зубчатой звездочки при заклинивании в сквозных гнездах некондиционных деталей кронштейн 13 (см. рис. 2, в) выполнен с возможностью поворота на неподвижной оси, закрепленной на обечайке 1, и установлена предохранительная пружина растяжения между кронштейном и обечайкой бункера [6]. В случае заклинивания некондиционной детали (например, имеющей

заусенцы на цилиндрическом торце) в одном из сквозных гнезд при подходе его к зоне выдачи соответствующий зуб звездочки упирается в деталь, а кронштейн 13, на котором установлена звездочка, поворачивается вокруг неподвижной оси, преодолевая силу пружины, и зубья звездочки выходят из зацепления с зубьями гнезд.

Разработанные конструкции механических дисковых зубчатых бункерных загрузочных устройств с кольцевым ориентатором эффективны для загрузки сплошных или пустотелых деталей с отношением общей длины к диаметру цилиндрической части от 2 до 3.

Математическая модель фактической производительности зубчатого бункерного загрузочного устройства

Фактическая производительность механических дисковых бункерных загрузочных устройств [7]:

$$P_{\text{БЗУ}} = 60 \frac{v}{t} \eta_{\text{max}} \left[1 - \left(\frac{v}{v_{\text{пред}}} \right)^4 \right], \quad (1)$$

где v — окружная скорость диска по оси захватывающих органов (гнезд);

$$t — \text{шаг захватывающих органов, } t = \frac{2\pi R}{k};$$

η_{max} — максимальное значение вероятности захвата деталей при $v \rightarrow 0$;

R — радиус диска по оси гнезд;

k — число гнезд;

$v_{\text{пред}}$ — окружная скорость диска, при которой невозможен захват деталей гнездами и производительность стремится к нулю.

Вероятность захвата детали η_{max} определяется произведением двух вероятностей: p_1 — нахождения детали на вращающемся диске перед захватом в требуемом для захвата положении и p_2 — отсутствия помех со стороны других деталей

$$\eta_{\text{max}} = p_1 p_2. \quad (2)$$

Деталь перед захватом должна находиться в положении, благоприятном для захвата. При этом каждая деталь может принять столько положений, сколько поверхностей ее ограничивают. Например, деталь со сферическим торцом (рис. 3) имеет три поверхности и каждой из них может расположиться перед захватом на поверхности диска бункерного загрузочного устрой-

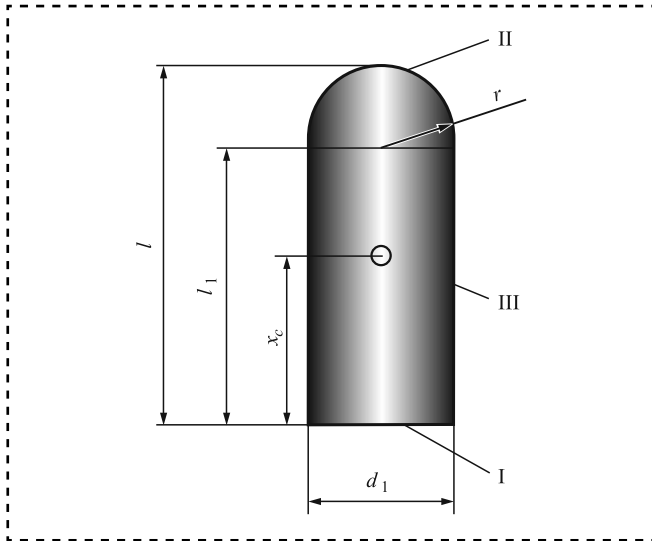


Рис. 3. Осесимметричная деталь—тело вращения со сферическим торцом и ее расчетные геометрические параметры

ства — основания I и II с разными диаметрами и цилиндрическая поверхность III.

Вероятности того, что детали окажутся на поверхности вращающегося диска одной из своих поверхностей, определим по выражениям:

$$p_I = \frac{1}{2} - \frac{l - x_c}{\sqrt{4(l - x_c)^2 + d_1^2}}; \quad (3)$$

$$p_{II} = \frac{1}{2} - \frac{x_c}{\sqrt{4x_c^2 + d_1^2}},$$

где x_c — положение центра масс.

Вероятность нахождения детали на цилиндрической поверхности III определим по формуле

$$p_{III} = 1 - (p_I + p_{II}). \quad (4)$$

Вероятность p_I нахождения детали на вращающемся диске перед захватом в требуемом положении:

$$p_I = 1 - (1 - p_{III} p_{12_{\max}})^3 \times \times (1 - p_{III} p_{12_{\min}})^{\frac{\pi(R - d_1) + 2R}{2l} - 3}, \quad (5)$$

где p_{12} — вероятность осуществления поворота, представленная в практических расчетах минимальным $p_{12_{\min}}$ и максимальным $p_{12_{\max}}$ значениями.

Минимальное значение вероятности $p_{12_{\max}}$ определяется выражением

$$p_{12_{\min}} = \frac{1}{\pi} \left(\arcsin \frac{d + \Delta}{\sqrt{l_1^2 + d_1^2}} - \arctg \frac{d_1}{l_1} \right), \quad (6)$$

где Δ — зазор по шагу между цилиндрической поверхностью детали и боковой поверхностью гнезда (зуба).

Максимальное значение вероятности $p_{12_{\max}}$:

$$p_{12_{\max}} = \frac{1}{\pi} \left(\arctg \frac{d_2}{2(l - x_c - 0,5d_1)} - \arcsin \frac{\mu}{\operatorname{tg} \alpha} \right), \quad (7)$$

где α — угол наклона к горизонтали поверхности вращающегося диска, на которой расположены детали;

μ — коэффициент трения деталей о поверхность вращающегося диска.

Вероятность того, что процессу захвата пустотелых деталей со сферическим торцом не мешает их взаимная сцепляемость, определим по выражению

$$p_c = 1 - \frac{\arctg \mu_0}{\pi A_1} \times \times \left\{ 3,4 + 8,4 \left(\frac{l}{d} - \frac{l_1}{d} \right) + 3,8 \left(\frac{l_1}{d} \right)^2 + + 2 \frac{|\arctg A_2|}{\pi} \left[1 + 2 \left(\frac{l_1}{d} \right)^2 \right] \right\}, \quad (8)$$

где

$$A_1 = 6 \left[1 + 2 \frac{l}{d} - 2 \frac{l_1}{d} \left(1 - \frac{l_1}{d} \right) \right];$$

$$A_2 = \frac{\frac{d}{2r} + \mu_0 \sqrt{1 - \left(\frac{d}{2r} \right)^2}}{\sqrt{1 - \left(\frac{d}{2r} \right)^2} - \frac{d}{2r} \mu_0};$$

$$r = \frac{(l - l_1)^2 + 0,25d_1^2}{2(l - l_1)},$$

где r — радиус сферического торца детали (см. рис. 3);

μ_0 — коэффициент трения деталей между собой.

Окружная скорость диска с захватывающими органами, при которой невозможен захват деталей [8]:

$$v_{\text{пред}} = \left[\frac{2\pi(R - 0,5d_1)}{k} - -0,5 \frac{(h_3^2 + d_1^2) + h_3 \sqrt{h_3^2 + d_1^2}}{h_3 + \sqrt{h_3^2 + d_1^2}} \right] \sqrt{\frac{g \sin \alpha}{d_1}}, \quad (9)$$

где h_3 — толщина зуба, $h_3 = \frac{2\pi R}{k} - d - \Delta$.

Совокупность выражений (1) — (9) представляет собой математическую модель для расчета



Расчетные и экспериментальные значения функциональных параметров зубчатого бункерного загрузочного устройства

Параметры	Функциональные параметры бункерного загрузочного устройства			
	η_{\max}	$(\Pi_{\text{БЗУ}})_{\max}$, ШТ./МИН	v_{\max} , М/С	$v_{\text{пред}}$, М/С
Расчетные	0,716	391,01	0,235	0,352
Экспериментальные	0,711	402,02	0,244	0,364
Относительная погрешность, %	0,7	2,8	3,8	3,4

фактической производительности механического дискового зубчатого бункерного загрузочного устройства на стадии проектирования.

Алгоритм расчета фактической производительности бункерного загрузочного устройства реализован в стандартной программной среде MathCAD.

Пример расчета фактической производительности зубчатого бункерного загрузочного устройства

В качестве примера рассмотрим методику и результаты расчета фактической производительности бункерного загрузочного устройства с кольцевым ориентатором для пустотелой объемной осесимметричной детали-тела вращения со сферическим торцом (см. рис. 3). Параметры загружаемой детали: общая длина $l = 23$ мм; длина цилиндрической части $l_1 = 20$ мм; диаметр цилиндрической части $d_1 = 10$ мм; положение центра масс $x_c = 0,8l = 18,4$ мм; радиус сферического торца $r = 5,7$ мм; коэффициент трения $\mu = 0,2$. Параметры бункерного загрузочного устройства: угол наклона диска к горизонтали $\alpha = 45^\circ$; радиус диска по осям гнезд $R = 191$ мм; число гнезд $k = 58$; зазор по шагу $\Delta = 0,15d = 1,5$ мм.

В результате компьютерного моделирования получены расчетные значения функциональных параметров зубчатого бункерного загрузочного устройства (таблица): η_{\max} — максимальный коэффициент выдачи (2); $(\Pi_{\text{БЗУ}})_{\max}$ — максимальная фактическая производительность (1); v_{\max} — окружная скорость диска с захватывающими гнездами, при которой фактическая производительность максимальна; $v_{\text{пред}}$ — предельная окружная скорость диска при которой фактическая производительность стремится к нулю. В этой же таблице приведены экспериментальные значения функциональных параметров зубчатого

бункерного загрузочного устройства, полученные в результате экспериментальных исследований натурного макета зубчатого бункерного загрузочного устройства на специальном стенде [9].

Сравнение расчетных и экспериментальных значений функциональных параметров зубчатого бункерного загрузочного устройства показывает их хорошую сходимость — относительная погрешность для всех параметров менее 5 %.

Проектную окружную скорость диска с захватывающими гнездами необходимо принимать на 15...20 % ниже расчетной окружной скорости диска v_{\max} , при которой фактическая производительность максимальна. Принимая $v_{\text{проект}} = 0,85v_{\max} = 0,20$ м/с, получим, что проектируемое механическое зубчатое бункерное загрузочное устройство для загрузки рассматриваемой в примере детали может обеспечить фактическую производительность не ниже 370 шт./мин.

Заключение

В результате стендовых испытаний разработанная конструкция механического дискового зубчатого бункерного загрузочного устройства с кольцевым ориентатором и выдающей зубчатой звездочкой показала надежную работу при загрузке пустотелых объемных осесимметричных деталей-тел вращения со сферическим торцом.

Хорошая сходимость экспериментальных и расчетных значений функциональных параметров зубчатого бункерного загрузочного устройства, полученных с использованием разработанной математической модели, представленной совокупностью математических выражений (1)—(9), позволяет рекомендовать ее для расчета фактической производительности бункерного загрузочного устройства на стадии его проектирования.



Библиографический список

1. **Автоматическая загрузка** технологических машин: справочник / И.С. Бляхеров и др.; под общ. ред. И.А. Клусова. М.: Машиностроение, 1990. 400 с.
2. **Пантюхина Е.В., Прейс В.В., Хачатурян А.В.** Механические дисковые бункерные загрузочные устройства для стержневых деталей с неявно выраженными ключами ориентации // Автоматизация и измерения в машино- приборостроении. 2018. № 3 (3). С. 16—25.
3. **Прейс В.В., Хачатурян А.В.** Совершенствование механического зубчатого бункерного загрузочного устройства с кольцевым ориентатором для деталей асимметричных по торцам // Сборник трудов VI международного научно-технического семинара "Современные технологии сборки". М.: Московский Политех. 2019. С. 54—62.
4. **Пат.** на полезную модель 159403 РФ. Бункерное загрузочное устройство / Е.В. Давыдова, В.В. Прейс, А.В. Хачатурян. Оpubл. 10.02.2016. Бюл. № 4.
5. **Пат.** на полезную модель 183611 РФ. Бункерное загрузочное устройство для деталей с неявно выраженной асимметрией торцов / Прейс В.В., Токарев В.Ю., Хачатурян А.В. Оpubл. 27.09.2018. Бюл. № 27.
6. **Пат.** на полезную модель 192153 РФ. Бункерное загрузочное устройство для деталей с неявно выраженной асимметрией торцов / В.В. Прейс, В.Ю. Токарев. Оpubл. 05.09.2019. Бюл. № 25.
7. **Pantukhina E.V., Preis V.V., Khachaturian A.V.** Feed rate evaluation of mechanical toothed hopper-feeding device with ring orientator for parts, asymmetric at the ends // IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. 2019. Series 1260. P. 032032. DOI:10.1088/1742-6596/1260/3/032032.
8. **Хачатурян А.В., Пантюхина Е.В., Прейс В.В.** Математическая модель фактической производительности зубчатого бункерного загрузочного устройства с кольцевым ориентатором для пустотелых деталей // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2019. № 7. С. 98—110.
9. **Хачатурян А.В., Прейс В.В., Токарев В.Ю.** Экспериментальные исследования производительности зубчатого бункерного загрузочного устройства с кольцевым ориентатором для пустотелых деталей // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2019. № 5. С. 28—35.
10. **Хачатурян А.В.** Теоретические основы параметрического синтеза механического зубчатого бункерного загрузочного устройства с кольцевым ориентатором // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2019. № 12. С. 240—249.



ИЗДАТЕЛЬСТВО «ИННОВАЦИОННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ»



СПРАВОЧНИК ТЕХНОЛОГА

Под общей редакцией А.Г. Сулова

Цена 9500 руб.

2019 г. 800 с.

За последние 40 лет впервые издан совершенно новый Справочник технолога. В его написании приняли участие 69 докторов и кандидатов технических наук из 17 регионов Российской Федерации. В книге приведен справочный материал, необходимый технологу при разработке технологических процессов изготовления деталей и сборки узлов. Последовательность изложения справочного материала соответствует методологии технологической подготовки производства. Изложен справочный материал по производству заготовок, назначению припусков, базированию, технологическим способам обработки заготовок, обеспечению качества деталей и сборочных единиц, методике разработки технологических процессов, обработке заготовок, в том числе на станках с ЧПУ и обрабатывающих центрах, и сборке изделий машиностроения и авиадвигателестроения.

Приведена нормализованная технологическая документация для разработки технологических процессов. Впервые изложена методология технологической подготовки цифровых производств.

Для инженерно-технических работников промышленных предприятий, студентов, аспирантов и преподавателей технических вузов.

ПРИОБРЕСТИ КНИГУ ПО ЦЕНЕ ИЗДАТЕЛЯ МОЖНО, ПРИСЛАВ ЗАЯВКУ

по e-mail: realiz@mashin.ru

Дополнительная информация по телефону (495) 785-60-69 и на сайте WWW.MASHIN.RU

В.А. Федоров, Е.Н. Малышев, канд. техн. наук, В.Ю. Ильичев, канд. техн. наук
(Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана)
E-mail: malen@bmstu.ru

Сокращение трудоемкости переналадки транспортно-загрузочных устройств на основе группового метода

Рассмотрено влияние точности наладки транспортно-подающих устройств и номенклатуры транспортируемых заготовок на эффективность их работы. Показана возможность повышения их эффективности на основе принципов групповой наладки.

The dependence of adjustment settings accuracy of transport-feeding devices and of transported blanks quantity on the efficiency of such devices is described. The possibility of increasing their efficiency based on the group adjustment principles is shown.

Ключевые слова: транспортирование объектов сборки, многономенклатурное производство, производительность, групповая наладка.

Keywords: assembly component parts transportation, multiproduct production, productivity, group adjustment.

Современное машиностроение, являясь многономенклатурным, характеризуется частой сменой объектов производства. Существующее сборочное оборудование, оснащенное средствами числового программного управления и быстроперенастраиваемыми средствами технологического оснащения, в большинстве своем способно быстро адаптироваться к выпуску новой продукции [1].

Значительную трудность с точки зрения быстрой переналадки представляют транспортные и загрузочные устройства, что нивелирует преимущество, обеспечивающее гибкость основного оборудования. Транспортные и загрузочные устройства должны по гибкости не уступать основному оборудованию, при этом их стоимость не должна быть чрезмерной.

Транспортно-подающие устройства с ориентированием по пальцу (рис. 1) отличаются простотой конструкции и регулировки, низкой стоимостью. На загрузку заготовки подаются дискретно конвейером с "собачками" и одеваются на пальцы транспортными отверстиями.

Наладка устройства заключается в изменении положения пальцев в соответствии со значением наладочного размера R_{Π} и, в ряде случаев, замены пальцев одного диаметра d_{Π} на другой.

Представленное на рис. 1 устройство спроектировано для работы примерно с $n = 35$ типоразмерами заготовок. Число заготовок каждого i -го типоразмера изменяется от 20 до 2000 штук в соответствии с требованиями заказчика.

Традиционный подход предполагает переналадку устройства при смене типоразмера заготовки, тогда затраты времени на переналадку

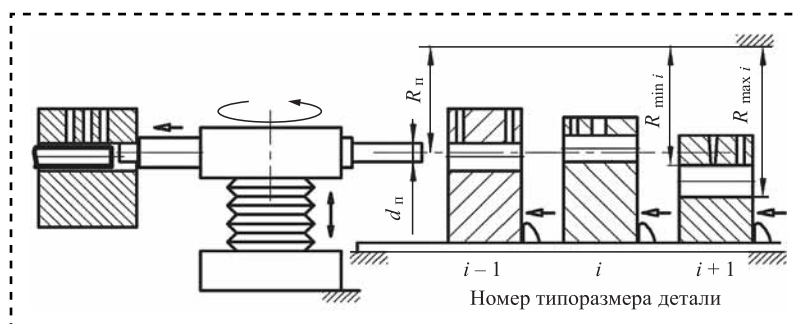


Рис. 1. Транспортно-подающее устройство с ориентированием по пальцу



системы прямо пропорциональны количеству типоразмеров заготовок.

Повышение требований к точности наладки в 2 раза приводит к повышению затрат времени примерно в 1,2 раза [2]. Сократить количество переналадок и, соответственно, затраты времени на переналадку, можно, используя групповой подход [3].

Для реализации группового подхода к наладке транспортно-загрузочного устройства необходимо выполнение следующих условий.

1. Расположение транспортных отверстий, ограниченное в каждом типоразмере параметрами R_{maxi} и R_{mini} , должно обеспечивать заведение пальцев в несколько (группу) заготовок без изменения (переналадки) положения пальца, задаваемого параметром $R_{п}$. Для исключения "заедания" пальца в отверстиях требуется, чтобы $d_{п} \leq 0,75 (R_{maxi} - R_{mini})$ [4].

2. Прочность пальца, связанная со значением его диаметра $d_{п}$, должна обеспечивать транспортирование всех заготовок группы без деформации и поломки пальца, т.е. требуется, чтобы $d_{п} \geq 0,45 (R_{maxi} - R_{mini})$ [4].

Для ускорения выполнения расчетов, необходимых для принятия решения об объединении заготовок в группы, разработана программа для ЭВМ, использующая импорт библиотек: NumPy и Pandas для работы с массивами данных, Openpyxl для создания и обработки файлов Excel, Tkinter для создания пользовательского интерфейса, OS для обработки системных событий.

Исходные данные для расчетов: число типоразмеров ориентируемых заготовок n ; граничные значения положения транспортных отверстий для каждого типоразмера заготовок R_{maxi} и R_{mini} , мм; диаметр пальца $d_{п}$, мм; допуск на наладочный размер положения пальца $TR_{п}$, мм; точность выполнения расчетов Δ , мм.

Результаты работы программы выводятся в виде файла Excel, в котором содержатся границы наладочных размеров положения пальца

$R_{п}$ и номера типоразмеров заготовок, работа с которыми возможна при соответствующем положении пальца.

Для иллюстрации работы программы рассмотрим девять типоразмеров заготовок ($i = 1, \dots, 9$), для которых значения R_{maxi} и R_{mini} приведены в табл. 1.

В табл. 2 приведены результаты выполненных расчетов для некоторых наладок. Наладки представлены в таблице отдельными строками, каждой наладке присвоен идентификационный индекс (Н.01, Н.02, ...), указаны соответствующие каждой наладке диаметр пальца $d_{п}$ и наладочный размер его положения $R_{п}$. Типоразмеры заготовок, которые могут быть "обслужены" при той или иной наладке, обозначены путем тонирования соответствующих ячеек таблицы. Так, например, наладка Н.07 позволяет при диаметре пальца 6 мм и наладочном размере 291 мм захватывать только заготовки типоразмера 2 (см. табл. 1), а наладка Н.04 при диаметре пальца 8 мм и наладочном размере 286,05 мм позволяет захватывать заготовки типоразмеров 3–6 (см. табл. 1) без промежуточных переналадок.

В идеальных условиях существования рассматриваемой технической системы (погрешность наладки равна нулю) для обеспечения ее работоспособности со всеми приведенными типоразмерами заготовок с использованием группового подхода [3] достаточно трех наладок: Н.01; Н.04 и Н.08. При наладке Н.08 возможен захват группы заготовок типоразмеров 1 и 2 (палец диаметром 6 мм настроен на размер 292,3 мм), при наладке Н.04 возможен захват группы заготовок типоразмеров 3, 4, 5, 6 (палец диаметром 8 мм настроен на размер 286,05 мм), при наладке Н.01 возможен захват группы заготовок типоразмеров 7, 8 и 9 (палец диаметром 12 мм настроен на размер 281,20 мм). Возможно осуществлять наладку системы в любой последовательности (Н.01–Н.04–Н.08, или Н.04–Н.01–Н.08, или Н.04–Н.08–Н.01 и т.д.), меняя

Таблица 1

Параметры загружаемых заготовок

i	1	2	3	4	5	6	7	8	9
R_{maxi} , мм	297,22	296,12	295,53	293,97	292,55	290,42	291,95	290,78	289,06
R_{mini} , мм	288,44	285,80	281,60	279,68	278,61	276,95	273,32	269,35	263,82

Таблица 2

Параметры наладок

Индекс наладки	Диаметр пальца d_n , мм	Наладочный размер положения пальца R_n , мм	Номер типоразмера заготовки i									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Н.01	12	281,20										
Н.02	8	284,55										
Н.03		285,05										
Н.04		286,05										
Н.05		287,10										
Н.06		287,80										
Н.07	6	291,00										
Н.08		292,30										
Н.09		292,85										
Н.10	4	292,85										

Таблица 3

Выбор наладок в зависимости от допуска на их выполнение

Допуск наладки TR_n , мм	Индексы наладок	Минимально необходимое число различных положений пальцев	Минимально необходимое число размеров пальцев
0	Н.01; Н.04; Н.08	3	3
1,2	Н.01; Н.03; Н.05; Н.08	4	3
2,4	Н.01; Н.03; Н.05; Н.07; Н.09	5	3
3,6	Н.01; Н.02; Н.06; Н.07; Н.10	5	4

соответственно последовательность групп типоразмеров заготовок, подаваемых на палец.

Разработанная программа расчета на ЭВМ позволяет учесть реальные условия наладки, а именно погрешность наладки (табл. 3).

Для допуска на выполнение наладки $TR_n = 1,2$ мм для перемещения всех заготовок девяти типоразмеров необходимо четыре наладки, при этом наладки Н.03 и Н.05 (объединены в таблице) желательно осуществлять одну за другой, так как в них используется один и тот же палец диаметром 8 мм, и это исключит потери времени на замену пальца и потребует лишь изменения его положения.

Для $TR_n = 2,4$ мм необходимо пять наладок, две пары из которых (объединены в таблице) используют пальцы одного диаметра, и наладки внутри этих пар также желательно осуществлять одну за другой.

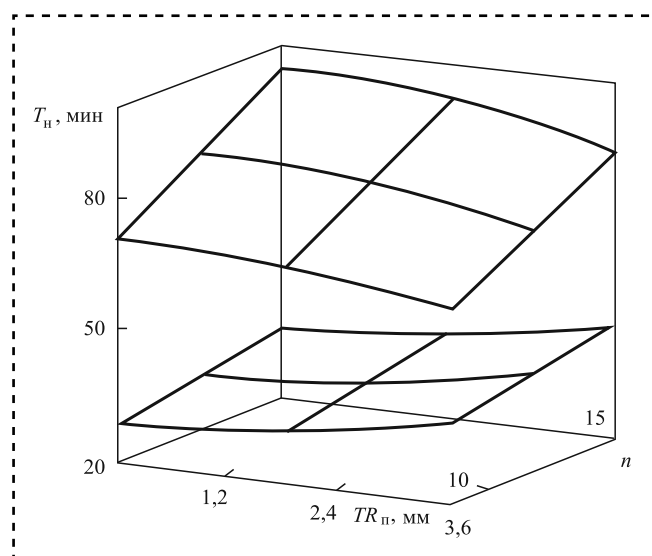


Рис. 2. Зависимость общей трудоемкости наладки грузозначного устройства T_n от числа типоразмеров заготовок n и допуска на наладку TR_n



Для $TR_{\Pi} = 3,6$ мм также необходимо пять наладок, только одна пара из которых (объединена в таблице) использует пальцы одного диаметра.

Выполненные расчеты позволили выявить зависимость общей трудоемкости наладки загрузочного устройства T_n от числа типоразмеров заготовок n и допуска на наладку TR_{Π} . На рис. 2 эта зависимость показана графически, при этом верхняя поверхность соответствует индивидуальным наладкам на каждый типоразмер заготовок, а нижняя поверхность — групповым наладкам.

Вывод

Использование группового подхода снижает суммарную трудоемкость наладки транспортно-загрузочных устройств путем уменьшения требуемого числа переналадок, при этом сни-

жает тем эффективнее, чем с более высокой точностью возможна наладка этих устройств.

Библиографический список

1. **Козырев Ю.Г.** Программно-управляемые системы автоматизированной сборки. М.: Издательский центр "Академия", 2008. 304 с.
2. **Общемашиностроительные** нормативы времени на слесарную обработку деталей и слесарно-сборочные работы по сборке машин и приборов в условиях массового, крупносерийного и среднесерийного типов производства. М.: Экономика, 1991. 30 с.
3. **Федоров В.А., Калмыков В.В., Малышев Е.Н.** Применение крючковых бункерных загрузочно-ориентирующих устройств в многономенклатурном сборочном производстве // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2017. № 10. С. 446—448.
4. **Автоматическая** загрузка технологических машин: справочник / И.С. Бляхеров и др.; под ред. И.А. Клусова. М.: Машиностроение, 1990. 400 с.

ЧИТАЙТЕ В СЛЕДУЮЩЕМ НОМЕРЕ:

Аристова Н.И. Минимизация стоимости продукции, выпускаемой сборочной линией

Дубовик Е.А. Сборка из ЛСТК отечественной мойки автомобилей

Колокатов А.М. Рекомендации по выбору характеристик алмазных брусков при хонинговании гильз цилиндров ДВС

Шишкарёв М.П. Синтез и анализ адаптивной фрикционной муфты с отрицательно-нулевой обратной связью

Житников Ю.З., Лошкарёв А.А. Обоснование угла окончательной затяжки резьбовых соединений гайковертами ударного действия с учетом потерь энергии в ударном механизме

Шандыбина И.М., Макаров А.М., Кухтик М.П., Азарян Д.К., Мелащенко О.И., Твердохлебов С.А., Шагальдян С.С., Романенко М.Д. Разработка универсального весового дозатора с автоматическим управлением

Е.М. Кулешова (МГТУ им. Н.Э. Баумана), С.А. Поляков, д-р техн. наук
(МГТУ им. Н.Э. Баумана, ИМАШ РАН им. А.А. Благодирова)
E-mail: kuleshova.em@mail.ru

Оценка ресурса червячных передач с учетом изменения интенсивности изнашивания и скорости роста коэффициента динамичности при использовании пленкообразующих добавок

Проведена оценка ресурса червячной передачи по критерию предельного износа с учетом изменения зависимости интенсивности изнашивания и скорости роста коэффициента динамичности от нагрузки при использовании наномодифицированных пленкообразующих смазочных материалов.

The resource of the worm gear was assessed by the criterion of extreme wear, taking into account the change in the dependence of the wear intensity and the rate of growth of the dynamic coefficient on the load when using nanomodified film-forming lubricants.

Ключевые слова: червячная передача, интенсивность изнашивания, коэффициент динамичности, ресурс.

Keywords: worm gear, wear intensity, dynamic coefficient, resource.

Введение

Основная причина выхода из строя червячных передач (ЧП), как и всех тяжело нагруженных сопряжений скольжения, — изнашивание. Изменение состава смазочного материала существенно влияет на процессы изнашивания при относительном скольжении сопряженных деталей: уменьшаются интенсивность изнашивания и динамические нагрузки, которые в свою очередь влияют на предельно допустимый износ. В связи с этим проведение сравнительных износных испытаний дает возможность спрогнозировать остаточный ресурс ЧП.

Основной вид зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки имеет, как правило, степенную форму [1]:

$$J = kP^m, \quad (1)$$

где J — интенсивность изнашивания;

k — размерный коэффициент, характеризующий механические и геометрические свойства изнашиваемой детали, например,

$k = A_{\text{ном}} / 2 \pi r \text{HB} n$, пронормированный на длину пути трения;

$A_{\text{ном}}$ — площадь контакта;

r — средний радиус закругления шероховатости;

HB — твердость;

n — характеристика пластичности;

P — отношение нормальной нагрузки к номинальной площади контакта (среднее номинальное давление);

m — показатель степени, учитываемый в случае нелинейности зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки.

В тех случаях, когда реализуется данная закономерность, влияние смазочного материала (СМ) проявляется слабо, как правило, через значение показателей n и m . Оценка ресурса T в подобных случаях осуществляется с использованием формулы (1) [1]:

$$T = (\Pi / Jv), \quad (2)$$

где v — скорость относительного скольжения;

Π — предельный износ.

В этом случае критическую и максимальную допускаемую нагрузку определяют через ресурс T , истощение которого происходит тем быстрее, чем выше нагрузка и соответствующая интенсивность изнашивания по достижении предельного износа Π . Подобный расчет делается в предположении, что приработка закончилась и интенсивность изнашивания постоянна, причем предпочтительнее значение J определить экспериментально.

Подобное положение сохраняется только до того момента, пока толщина пленки СМ остается в пределах граничной или смешанной смазки. Положение меняется в двух случаях: когда образуется гидродинамическая пленка или когда на поверхности трения формируется пленка из продуктов СМ толщиной не менее долей микрона, что характерно для наномодифицированных или коллоидных СМ [2]. Тогда зависимость J от давления представляет собой параболу со смещенным относительно начала координат минимумом (рис. 1). Смещение по оси давления P указывает на область, в окрестностях которой пленкообразование проходит критическое значение давления P_0 , выше которого по мере роста давления процесс пленкообразования оказывается все более затрудненным:

$$J = k(P - P_0)^m, \quad (3)$$

где P_0 — критическое давление пленкообразования.

Увеличение значения P_0 расширяет зону с высокой износостойкостью. Следует подчерк-

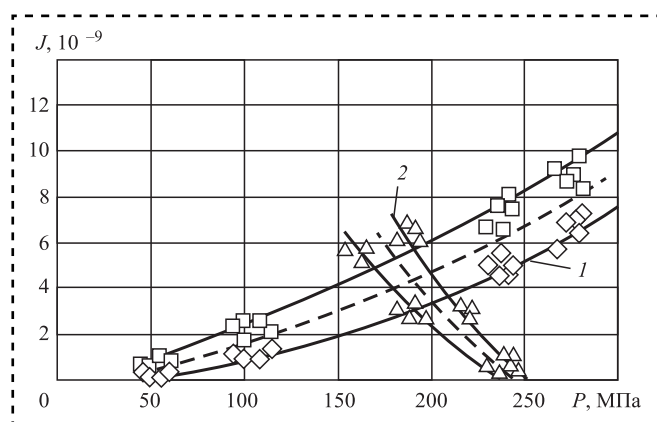


Рис. 1. Зависимость интенсивности изнашивания от давления в контакте червячной пары:

1 — при использовании штатного масла ТМ-5-18; 2 — при использовании того же масла с добавкой "Стрибойл"

нуть, что интерпретация величины P_0 может быть предложена на основе представления о "втором минимуме" коэффициента трения [2]. Имеется в виду, что "первый минимум" образуется на зависимости коэффициента трения от нагрузки для смазываемого сопряжения в области критического значения параметра Зоммерфельда — при переходе от гидродинамического типа смазки к смешанному. При дальнейшем увеличении нагрузки на контакт, если СМ является пленкообразующим, вновь образующаяся из хемосорбирующихся активных составляющих смазочного материала пленка ведет себя аналогично вязкой гидродинамической смазке, но с большей вязкостью. В результате минимум возникает повторно, но при большей нагрузке [2]. Аналогично изменению зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки, происходит изменение динамических условий нагрузки.

Цель работы — определение ресурса ЧП по критерию предельного износа с учетом изменения зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки и изменения скорости роста коэффициента динамичности при использовании минерального масла и минерального масла с наномодифицирующей пленкообразующей добавкой.

Методика проведения эксперимента и полученные результаты

Наиболее сложным вопросом при оценке ресурса является выбор величины предельного износа Π в формуле (2). По методике, приведенной в работах [3, 4], данная величина ограничивается ростом коэффициента динамичности K_d , который зависит при прочих равных условиях от зазора в зацеплении, что связано с процессом изнашивания практически линейно. При этом в работе [4] рассматривается лишь один вариант подобной зависимости, в то время как изменение состава СМ ведет не только к изменению зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки, но и к изменению зависимости коэффициента динамичности от нагрузки.

Показано, что зависимость K_d от нагрузки имеет тот же вид, что и зависимость J по формуле (3).

Показатель динамичности для быстроходного вала ЧП предложен в работе [5], его можно ввести

в виде коэффициента прироста динамичности быстроходного вала:

$$K_d = 1 + \Delta T_{\text{эд}}, \quad (4)$$

где $\Delta T_{\text{эд}}$ — абсолютное значение прироста момента $T_{\text{эд}}$ в процессе колебаний, которое формируется преимущественно за счет автоколебаний, и соотнесенное с $T_{\text{тор}}$ — текущим значением тормозного (нагружающего) момента на достигнутой ступени нагружения [5].

Формула (4) показывает, как амплитуда колебаний изменяется с ростом тормозного момента, в том числе, в случае превышения номинального момента. Автоколебания возникают и могут увеличиваться в связи с ростом силы трения в контакте ЧП, обусловленным ростом тормозного момента [3]. Для анализа амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) удобно использовать метод быстрого преобразования Фурье, который позволяет построить распределение амплитуд колебаний моментов в зависимости от значений соответствующих частот, что дает возможность выявить доминирующую частоту, на которую приходится основной объем мощности, расходуемой при колебаниях [6]. Эта частота соответствует частоте автоколебаний, определяемой характером контактного взаимодействия в зацеплении [5]. Использование относительной амплитуды $\Delta T_{\text{эд}}$, определяющей значение коэффициента динамичности быстроходного вала позволяет не только оценить динамичность ЧП с разными СМ, но и ранжировать эти материалы по их противозадирному действию в зависимости от нагружающего момента, задав предельное значение коэффициента динамичности.

Зависимость амплитуды момента на быстроходном валу для доминирующей частоты от тормозного момента можно представить графически (рис. 2):

$$T'_{\text{эд}} = \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{эд}}} 100\%,$$

где T_{max} — максимальное значение размаха колебания момента на доминирующей частоте.

По мере повышения антифрикционных свойств СМ амплитуда $T_{\text{эд}}$ уменьшается, что согласуется с диаграммой Герси—Штрибека. Главное достижение здесь — снижение коэффициента динамичности быстроходного вала ЧП, что, в свою очередь, снижает вероятность

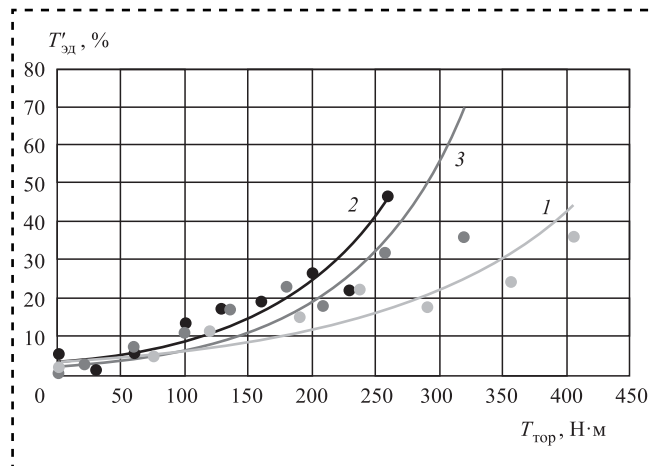


Рис. 2. Анализ зависимости амплитуды колебаний момента на быстроходном валу для доминирующей частоты от тормозного момента:

$$1 - y = 3,0795e^{0,0066x}; \quad 2 - y = 3,1155e^{0,0108x}; \quad 3 - y = 2,0366e^{0,0111x}$$

заедания и увеличивает ресурс по критерию заедания.

Данные, представленные на рис. 2, позволяют построить аналитические зависимости K_d от нагрузки, имеющие вид, аналогичный зависимости $J = k(P - P_0)^m$.

Графики зависимости коэффициента прироста динамичности быстроходного вала от тормозного момента для разных СМ изображены на рис. 3.

По рис. 3 определим нагрузку, соответствующую максимальному (презадирному) $K_d = 1,35$ [4] для всех трех рассмотренных СМ, что позволит определить коэффициент прироста предельной нагрузки (несущей способно-

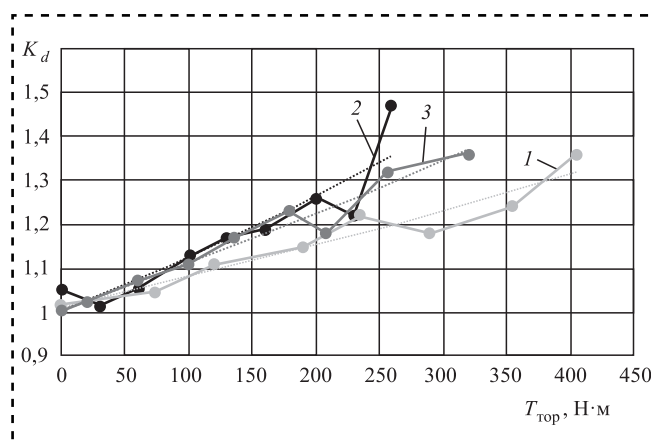


Рис. 3. Зависимость коэффициента прироста динамичности быстроходного вала от тормозного момента:

$$1 - y = 1,0143e^{0,006x}; \quad 2 - y = 1,0034e^{0,0012x}; \quad 3 - y = 1,0107e^{0,001x}$$

сти) K_H при использовании пленкообразующей добавки "Стрибойл":

$$K_H = \frac{T_{31}}{T_{32}} = \frac{400}{240} = 1,7,$$

где T_{31} , T_{32} — нагрузка, соответствующая максимально допустимой (превышение которой приводит к заеданию) при использовании минерального масла соответственно с добавкой и без добавки "Стрибойл", Н·м.

Уменьшение K_d с повышением нагрузки позволяет оценить изменение ресурса по критерию предельного износа, который также связан с предельно допустимым значением коэффициента динамичности.

Предельный износ зависит от предельно допустимого коэффициента динамичности $[K_d]$ ($[K_d] = 1,3...1,4$ [4]):

$$\Pi = [K_d]K_a,$$

где K_a — коэффициент пропорциональности между предельным износом и $[K_d]$, который определяется из эксперимента и соответствует динамическому приросту момента быстроходного вала на единицу износа зуба червячного колеса, $K_a = 2,22$ [4].

Из графика зависимости K_d от износа для испытуемого редуктора ЧР80 определяем, что при достижении предельно допустимого коэффициента динамичности $K_d = 1,35$ износ составляет 3 мм, что соответствует предельному значению.

Полученные экспериментальные данные позволяют построить график зависимости предельного износа от нагрузки при использовании минерального масла без добавки и минерального масла с добавкой "Стрибойл" с учетом роста коэффициента динамичности (рис. 4):

$$\Pi = \frac{[K_d]K_a}{K_d}.$$

Тогда в общем виде представим выражение для ресурса:

$$T = \frac{[K_d]K_a}{K_d J v}.$$

Определим остаточный ресурс червячной передачи по формуле [4]:

$$T = \frac{[h_{изн}]}{2bGn_2J}, \quad (5)$$

где $[h_{изн}]$ — допустимый износ зубьев колеса, т.е. предельный износ Π ;

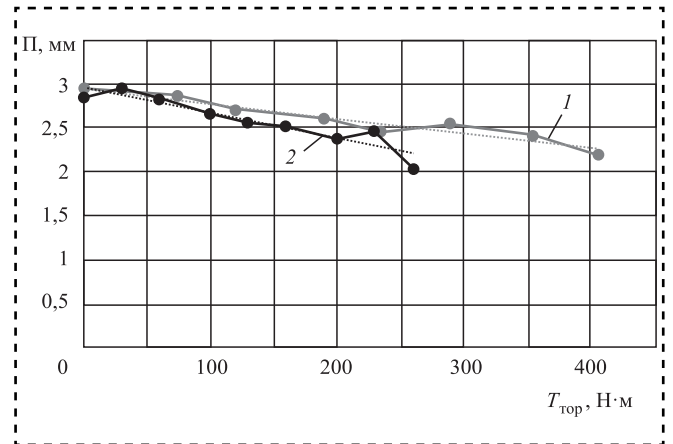


Рис. 4. Зависимость предельного износа от нагрузки:

$$1 - y = -0,0017x + 2,9403; \quad 2 - y = -0,0029x + 2,9634$$

b — полуширина площадки контакта по Герцу;

n_2 — частота вращения колеса;

J — интенсивность изнашивания.

Геометрический параметр червячной передачи G определим по формуле:

$$G = (qU)/(Z_2 \sin \alpha_t \cos \beta \cos \gamma_w), \quad (6)$$

где q — коэффициент диаметра червяка;

U — передаточное отношение;

Z_2 — число зубьев колеса;

α_t — угол профиля в торцевой плоскости, $\alpha_t = 20^\circ$;

γ_w — угол подъема винтовой линии червяка на начальном цилиндре, $\gamma_w = 2...42^\circ$, типичное значение $\gamma_w = 28^\circ$;

β — угол между касательной к линии контакта и вектором скорости скольжения в полюсе зацепления, $\beta = \arcsin(\sin \alpha_t \sin \gamma_w)$.

Преобразуем выражение (5) к виду:

$$T = \frac{[K_d]K_a}{2bGn_2JK_d}.$$

Определим, используя предложенную зависимость и результаты проведенных триботехнических испытаний, остаточный ресурс ЧП при использовании минерального масла без добавки и минерального масла с добавкой "Стрибойл" при номинальном тормозном моменте $T_{top} = 260$ Н·м, который соответствует контактному давлению $P = 250$ МПа, применив стандартную и предложенную в работе методики, и сравним полученные результаты.



Для редуктора ЧР80 найдем угол β :

$$\begin{aligned}\beta &= \arcsin(\sin \alpha_t \sin \gamma_w) = \\ &= \arcsin(\sin 20 \sin 7,125) = 2,43^\circ.\end{aligned}$$

По формуле (6) определим геометрический параметр червячной передачи G :

$$\begin{aligned}G &= (qU)/(Z_2 \sin \alpha_t \cos \beta \cos \gamma_w) = \\ &= (8 \cdot 32)/(32 \sin 20 \cos 2,43 \cos 7,125) = 23,6.\end{aligned}$$

Полуширина площадки контакта [7]:

$$b = 1,522 \sqrt{\frac{q_n \rho_{\text{пр}}}{E_{\text{пр}}}}, \quad (9)$$

где q_n — нормальная погонная нагрузка;

$\rho_{\text{пр}}$ — приведенный радиус кривизны.

Приведенный модуль упругости $E_{\text{пр}}$ определим по формулам:

$$q_n = \frac{F_{t_2} k}{1,3 d_{w_1} \cos \alpha_t} = \frac{2385,9}{1,3 \cdot 32 \cos 20} = 61 \text{ Н/мм},$$

где $F_{t_2} = 2385,9 \text{ Н}$ — окружная сила на колесе;

$k = 1$ — коэффициент нагрузки;

$d_{w_1} = 32 \text{ мм}$ — начальный диаметр червяка;

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{d_2 \sin \alpha_t}{2 \cos^2 \gamma_w} = \frac{128 \sin 20}{2 \cos^2 7,125} = 22,1,$$

где $d_2 = 128 \text{ мм}$ — делительный диаметр колеса;

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^5}{10^5 + 2 \cdot 10^5} = 133 \, 333,3,$$

где $E_1 = 10^5 \text{ МПа}$ — модуль упругости для бронзы; $E_2 = 2 \cdot 10^5$ — модуль упругости для стали;

$$b = 1,522 \sqrt{\frac{q_n \rho_{\text{пр}}}{E_{\text{пр}}}} = 1,522 \sqrt{\frac{61 \cdot 22,1}{133 \, 333,3}} = 0,15 \text{ мм}.$$

Интенсивность изнашивания определим по графикам на рис. 1.

При давлении $P = 250 \text{ МПа}$ интенсивность изнашивания для минерального масла $J = 6,75 \cdot 10^{-9}$, а для минерального масла с добавкой — $J = 1 \cdot 10^{-10}$.

Остаточный ресурс T_1 для минерального масла без добавки по стандартной методике:

$$\begin{aligned}T_1 &= \frac{[h_{\text{изн}}]}{2b G n_2 J_1} = \\ &= \frac{1,35 \cdot 2,22}{2 \cdot 0,15 \cdot 23,6 \cdot 55 \cdot 6,75 \cdot 10^{-9} \cdot 60} = 19 \, 004 \text{ ч}.\end{aligned}$$

Остаточный ресурс T'_1 для минерального масла без добавки по предложенной методике:

$$\begin{aligned}T'_1 &= \frac{[K_d] K_a}{2b G n_2 J_1 K_d} = \\ &= \frac{1,35 \cdot 2,22}{2 \cdot 0,15 \cdot 23,6 \cdot 55 \cdot 6,75 \cdot 10^{-9} \cdot 60 \cdot 1,4} = 13 \, 574 \text{ ч}.\end{aligned}$$

Остаточный ресурс T_2 для минерального масла с добавкой "Стрибойл" по стандартной методике:

$$\begin{aligned}T_2 &= \frac{[h_{\text{изн}}]}{2b G n_2 J_2} = \\ &= \frac{1,35 \cdot 2,22}{2 \cdot 0,15 \cdot 23,6 \cdot 55 \cdot 1 \cdot 10^{-10} \cdot 60} = 1 \, 284 \, 015 \text{ ч}.\end{aligned}$$

Остаточный ресурс для минерального масла с добавкой "Стрибойл" по предложенной методике:

$$\begin{aligned}T'_2 &= \frac{[K_d] K_a}{2b G n_2 J_2 K_d} = \\ &= \frac{1,35 \cdot 2,22}{2 \cdot 0,15 \cdot 23,6 \cdot 55 \cdot 1 \cdot 10^{-10} \cdot 60 \cdot 1,2} = 1 \, 068 \, 952 \text{ ч}.\end{aligned}$$

Ресурс при применении стандартной методики выше, чем при использовании предложенной, учитывающей изменение интенсивности изнашивания и скорости роста коэффициента динамичности. Типичный ресурс подобных передач составляет, как правило, не менее 10 000 ч в соответствии с ГОСТ Р 50 891—96. Расчеты показывают, что без использования пленкообразующей добавки значение ресурса близко к минимально допустимому, в то время как введение добавки приводит к его многократному увеличению.

Заключение

Использование наномодифицированных добавок приводит к изменению вида зависимостей интенсивности изнашивания от нагрузки и коэффициента динамичности от



нагрузки. При введении пленкообразующей добавки к маслу снижаются интенсивность изнашивания и скорость роста коэффициента динамичности, что приводит к расширению области допускаемых нагрузок и снижению вероятности возникновения заедания, следовательно, и к увеличению ресурса по критерию предельного износа.

Предложен новый способ оценки ресурса по критерию предельного износа, учитывающий не только изменение интенсивности изнашивания, но и скорость роста коэффициента динамичности. Проведенный расчет остаточного ресурса ЧП при использовании минерального масла и минерального масла с пленкообразующей добавкой показал, что ресурс при введении пленкообразующей добавки к СМ многократно превышает нормы, требуемые стандартами, что может быть объяснено существенным расширением области допускаемых нагрузок.

Библиографический список

1. **Детали машин** / под ред. О.А. Ряховского. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 520 с.
2. **Поляков С.А., Лычагин В.В., Кулешова Е.М.** Оценка влияния смазочных материалов на ресурс червячных передач по критерию предельного износа // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2018. № 8. С. 345–349.
3. **Павлов В.Г.** Ресурс работы червячной передачи по критерию износа // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2005. № 5. С. 44–48.
4. **Анриенко Л.А., Вязников В.А.** Ресурс работы червячной передачи по критерию изнашивания // Известия вузов. Машиностроение. 2011. № 4. С. 3–6.
5. **Поляков С.А., Гончаров С.Ю., Куксенова Л.И.** Разработка метода оценки работоспособности червячных передач на основе анализа их триботехнических показателей // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 5. С. 81–87.
6. **Анализ** контактного взаимодействия в червячных передачах в связи с разработкой модели их нелинейных колебаний / С.А. Поляков и др. // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2017. № 11. С. 510–518.
7. **Биргер И.А., Пановко Я.Г.** Прочность, устойчивость, колебания: справочник. В 3 т. Т. 2. М.: Машиностроение, 1968. 463 с.

Третья Международная научно-техническая конференция "Павловские чтения", посвященная 120-летию со дня рождения члена-корреспондента АН СССР

ПАВЛОВА Игоря Михайловича

26–27 ноября 2020 года

Место проведения:

Институт металлургии и материаловедения им. А.А. Байкова РАН (ИМЕТ РАН)

Организаторы конференции:

Институт металлургии и материаловедения им. А.А. Байкова РАН, НИТУ "МИСиС", Санкт-Петербургский государственный политехнический университет при поддержке Министерства науки и высшего образования РФ, ОХНМ РАН, РФФИ

Вопросы, рассматриваемые в рамках конференции:

1. Общие вопросы обработки металлов давлением
2. Прогрессивные технологии пластической деформации
3. Создание новых материалов методами пластической деформации

Контакты:

Институт металлургии и материаловедения им. А.А. Байкова Российской академии наук (ИМЕТ РАН)

Адрес: Москва, 119334, Ленинский проспект, д. 49

Телефоны: +7 (499) 135-96-62, (499) 135-86-51

Сайт: <https://www.pavlov.imetran.ru>

Ю.З. Житников, д-р техн. наук

(Ковровская государственная технологическая академия имени В.А. Дегтярева),

А.А. Лошкарев (АО "ВНИИ "Сигнал")

E-mail: kgta_tms@mail.ru

Обоснование предельной угловой скорости вращения бойка в одношпindelных гайковертах ударного действия при возникновении упругих деформаций на плоских поверхностях кулачков

Обоснованы предельные угловые скорости вращения бойка в гайковертах ударного действия, при которых на плоских поверхностях кулачков будут возникать только упругие деформации.

The maximum angular speeds of rotation of the hammer in impact wrenches are justified, at which only elastic deformations will occur on the flat surfaces of the cams.

Ключевые слова: ударный гайковерт, угловая скорость, кулачки бойка и наковальни, упругие деформации.

Keywords: impact wrench, angular velocity, hammer and anvil cams, elastic deformations.

В процессе завинчивания и затяжки резьбовых соединений одношпindelными гайковертами ударного действия импульс момента затяжки зависит от угловой скорости вращения бойка в момент удара его кулачков о кулачки наковальни.

В конструкциях одношпindelных гайковертов ударного действия взаимодействие поверхности кулачков бойка и наковальни происходит по плоскости. Учитывая неплоскостность поверхностей, возможны два случая взаимодействия — по цилиндрическим или сферическим поверхностям больших радиусов кривизны.

Рассмотрим наиболее неблагоприятный случай, когда взаимодействие происходит по цилиндрическим поверхностям, площадь ударного взаимодействия меньше, чем по сферическим, и нельзя обеспечить требуемый импульс момента.

Найдем радиусы кривизны поверхностей.

Согласно ГОСТу для пятого качества точности на длине $l = 60$ мм неплоскостность составляет $\delta = 0,006$ мм, при этом радиус сферической поверхности:

$$R = \frac{a^2}{2\delta} + \frac{\delta}{2}, \quad (1)$$

где a — полуось пятна контакта взаимодействия цилиндрических поверхностей по образующим.

Полуось пятна контакта [2]:

$$a = 1,5223 \sqrt{\frac{q}{E} \frac{R_1 R_2}{(R_1 + R_2)}}, \quad (2)$$

где q — удельная нагрузка на единицу длины;

$R_1 = R_2 = R$ — радиусы цилиндрических поверхностей кулачков;

E — приведенный модуль упругости материалов кулачков.

Удельную нагрузку находим из выражения:

$$P = \frac{4}{3} ql; \quad (3)$$



где P — сила взаимодействия кулачков при их упругом смятии, $P = F_{\text{см}}$;

l — длина взаимодействующих поверхностей кулачков.

Приведенный модуль упругости материалов:

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}, \quad (4)$$

где E_1E_2 — модули упругости материалов кулачков.

Силу упругого взаимодействия кулачков при смятии поверхностей находим из выражения [4]:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\text{см}}}{S_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (5)$$

где $S_{\text{см}}$ — площадь взаимодействия кулачков;

$\sigma_{\text{см}}$, $[\sigma_{\text{см}}]$ — действительное и допустимое напряжения при смятии поверхностей соответственно.

Для цилиндрических поверхностей, взаимодействующих по образующим, площадь смятия равна:

$$S_{\text{см}} = 2al. \quad (6)$$

После преобразований получим выражение полуоси пятна контакта:

$$a = \sqrt{\frac{1,522^3 \cdot 3[\sigma_{\text{см}}] R_1 R_2 (E_1 + E_2)}{4E_1 E_2 (R_1 + R_2)}} = \sqrt{\frac{1,522^3 \cdot [\sigma_{\text{см}}] R (E_1 + E_2)}{8E_1 E_2}}. \quad (7)$$

Для описания процесса ударного взаимодействия кулачков бойка и наковальни воспользуемся дифференциальным уравнением вращательного движения в проекции на ось вращения бойка [3]:

$$J_z \ddot{\phi} = \sum M_{jz}^{(e)}, \quad (8)$$

где J_z — приведенный момент инерции элементов гайковерта от двигателя до бойка;

$\ddot{\phi}$ — проекция углового ускорения на ось вращения;

$M_{jz}^{(e)}$ — сумма проекции моментов внешних сил, действующих на систему, на ось вращения.

Проинтегрировав уравнение (8), получим:

$$J_z (\omega_1 - \omega_0) = \sum M_{jz}^{(e)} \Delta t, \quad (9)$$

где ω_1 , ω_0 — конечная и начальная угловые скорости вращения;

Δt — время взаимодействия.

Рассмотрим случай удара, при котором учитывается только момент от силы удара, а остальными силами и моментами из-за их малости можно пренебречь. С учетом того, что в конце удара $\omega_1 = 0$, уравнение (9) запишем:

$$J_z \omega_0 = M_{\text{уд}} \Delta t. \quad (10)$$

В уравнении (10) три неизвестных — ω_0 , $M_{\text{уд}}$, Δt и решить его можно на основе равенства работ при ударе $A_{\text{уд}}$ и медленном сжатии $A_{\text{см}}$ взаимодействующих тел при одинаковых деформациях их поверхностей [2]: $A_{\text{уд}} = A_{\text{см}}$.

Работа от момента силы удара равна [3]:

$$A_{\text{уд}} = M_{\text{уд}} \phi_{\text{уд}},$$

где $\phi_{\text{уд}}$ — угол поворота бойка и наковальни при ударе.

Считаем, что упругое взаимодействие поверхностей кулачков происходит равнозамедленно, тогда:

$$A_{\text{уд}} M_{\text{уд}} \dot{\phi}_{\text{ср}} \Delta t = M_{\text{уд}} \frac{\dot{\phi}_1 + \dot{\phi}_0}{2} \Delta t = M_{\text{уд}} \frac{\dot{\phi}_0}{2} \Delta t = M_{\text{уд}} \frac{\omega_0}{2} \Delta t, \quad (11)$$

где $\dot{\phi}_0$, $\dot{\phi}_1$ — начальная и конечная угловые скорости при ударе $\dot{\phi}_0 = \omega_0$, $\dot{\phi}_1 = \omega_1$ после удара, соответственно.

Работа момента от силы смятия поверхности кулачка $M_{\text{см}}$ при медленном сжатии кулачков:

$$A_{\text{см}} = M_{\text{см}} \phi_{\text{см}} = F_{\text{см}} r \phi_{\text{см}}, \quad (12)$$

где r — радиус от оси вращения бойка до центра кулачка.

Упругая деформация взаимодействующих поверхностей кулачков:



$$d_y = \varphi_{\text{см}} r;$$

$$\varphi_{\text{см}} = \frac{d_y}{r}.$$

Тогда работу силы при медленно сжатии запишем:

$$A_{\text{см}} = [\sigma_{\text{см}}] 2ald_y.$$

Упругую деформацию d_y взаимодействующих кулачков выразим из геометрии упругой деформации поверхностей

$$d_y = R - \sqrt{R^2 - a^2}.$$

Из условия равенства работ получим:

$$M_{\text{уд}} \frac{\omega_0}{2} \Delta t = [\sigma_{\text{см}}] 2al (R - \sqrt{R^2 - a^2}). \quad (13)$$

С учетом уравнения (10) преобразуем выражение (13) к виду:

$$J_z \omega_0 = \frac{4}{\omega_0} [\sigma_{\text{см}}] al (R - \sqrt{R^2 - a^2}).$$

Окончательно угловую скорость удара бойка запишем:

$$\omega_0 =$$

$$= \sqrt{\frac{4[\sigma_{\text{см}}]l}{J_z} \sqrt{\frac{1,522^3 \cdot 3[\sigma_{\text{см}}]R(E_1 + E_2)}{8E_1E_2}}} \times \left[R - \sqrt{R^2 - \frac{1,522^3 \cdot 3[\sigma_{\text{см}}]R[E_1 + E_2]}{8E_1E_2}} \right] \frac{1}{R}. \quad (14)$$

Получено математическое выражение предельной угловой скорости ударного взаимодействия бойка и наковальни в зависимости параметров гайковерта и его элементов, физико-механических свойств материалов кулачков, когда при ударах на поверхностях кулачков возникают только упругие деформации.

Библиографический список

1. **Житников Б.Ю., Житников Ю.З.** Динамика движения элементов механизмов при упругом и упругопластическом ударах о неподвижные и подвижные тела. Ковров: КГТА им. В.А. Дегтярева, 2014. 80 с.
2. **Демидов С.Н.** Теория упругости: учебник. М.: Высшая школа, 1979. 432 с.
3. **Яблонский А.А., Никифорова В.М.** Курс теоретической механики. В 2 ч. М.: Высшая школа. 1977.
4. **Феодосьев В.И.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1970. 544 с.



М.М. Кимаковский, М.П. Егоренко

(Сибирский государственный университет геосистем и технологий, г. Новосибирск)

E-mail: e_m_p@mail.ru

Графическое моделирование струнного музыкального инструмента

Рассмотрена принципиальная возможность моделирования струнного музыкального инструмента в системе автоматизированного проектирования КОМПАС-3D. Автоматизированные системы расширяют возможности решения прикладных задач. Представлены основные приемы создания деталей и сборочных единиц.

The fundamental possibility of modeling a stringed musical instrument in the computer-aided design system COMPAS-3D is considered. Automated systems expand the possibilities for solving applied problems. The main techniques for creating parts and assembly units are presented.

Ключевые слова: 3D-моделирование, САПР, конструкция, проектирование, устранение неточностей, эффективность, модель изделия, сборочные единицы, чертеж, конструкторская документация.

Keywords: 3D modeling, CAD, construction, design, troubleshooting, efficiency, product model, assembly unit, drawing, design documentation.

Возможности систем автоматизированного проектирования

Современное промышленное предприятие или конструкторское бюро невозможно представить без компьютеров и специальных программ, предназначенных для разработки конструкторской документации или проектирования различных изделий. Использование систем автоматизированного проектирования (САПР) позволяет освободить от трудоемких однотипных чертежных работ [1].

Большинство предприятий перешли на компьютерные технологии. Расходы на установку систем и обучение сотрудников полностью окупились результативностью и качеством работы. Такой подход позволяет вести всю документацию в цифровом виде и обеспечивает удобство общения с другими компаниями и дочерними предприятиями [2, 3].

Основная цель разработки платформы КОМПАС — повышение эффективности труда инженеров с помощью обеспечения взаимодействия с электронно-вычислительными машинами. В результате:

— облегчается процесс конструирования для сотрудников всех отраслей;

— уменьшаются сроки завершения проектов в целом;

— сокращается начальная стоимость работы проектирования за счет устранения издержек и оплаты многочасового труда работников;

— улучшается качество готового продукта и каждого отдельного этапа;

— практически убирается статья расходов на тестирование изделий и устранение погрешностей.

Отечественный продукт компании ООО "АСКОН" изначально планировали как программу для 3D-моделирования. Со временем появились дополнения, позволяющие вести в нем и всю сопутствующую документацию с соблюдением стандартов. Но софт имеет ряд минусов. Формат чертежей, выполненных в КОМПАС, не поддерживается прочими схожими платформами. А также имеет недостаточные возможности в оформлении текста [4–6].

Многие разработки приборов, в том числе и музыкальных инструментов, не находятся в открытом доступе, и нет возможности найти их точные конструктивные параметры. В качестве примера смоделировали гитару.

Каждая сборочная единица гитары состоит из деталей, которые создавали отдельно в программе КОМПАС-3D.

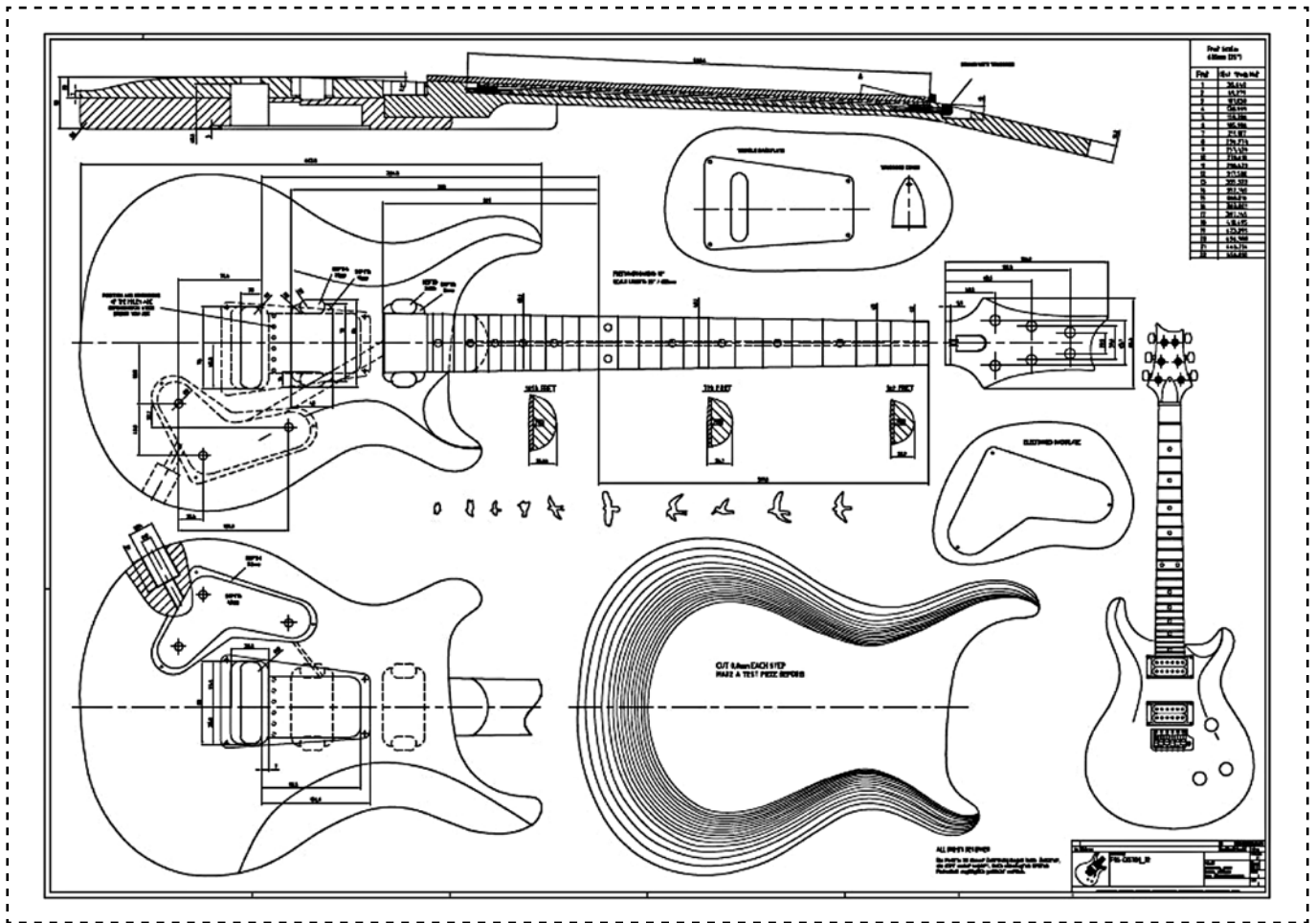


Рис. 1. Пример чертежа гитары

Информация об устройстве гитары приведена в виде чертежей с которых и снимали размеры для 3D-моделирования, позволяющие получить твердотельную модель изделия.

Создание модели проводили путем снятия размеров с натурального экспоната гитары, чер-

тежей и плакатов, находящихся в свободном доступе (рис. 1) [7, 8].

Сборочный чертеж устройства помещали в рабочую зону программы через опцию Фрагмент, относящуюся к двумерному моделированию, и со сборочного чертежа снимали размеры

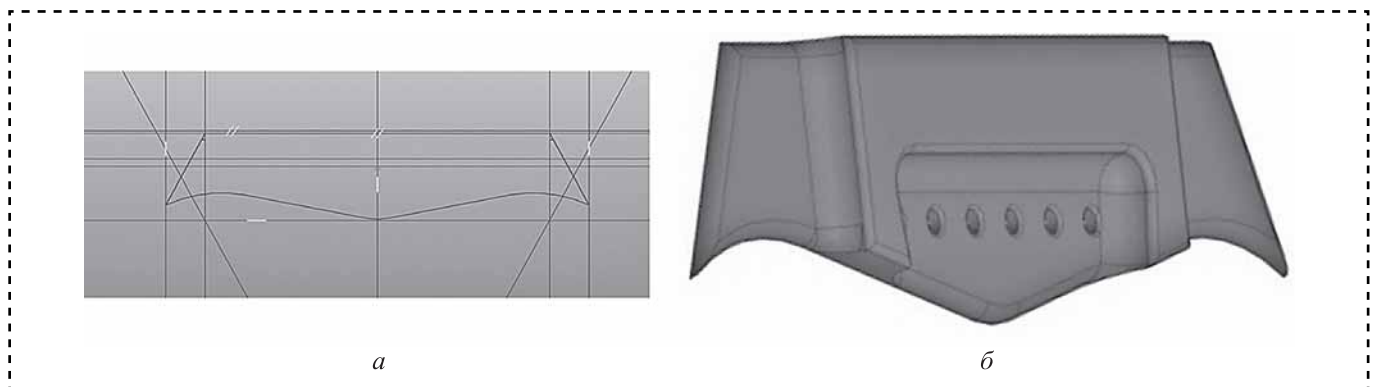


Рис. 4. Детализирование деки, создание подставки:

a — эскиз; *б* — модель



деталей. 3D-модель детали получали из эскиза путем соответствующих операций трехмерного моделирования (рис. 2 на стр. 2 обложки).

Спроектирован гриф гитары вместе с ее навершием (рис. 3 на стр. 2 обложки).

Создание подставки деки представлено на рис. 4.

На рис. 5 на стр. 3 обложки продемонстрирован процесс создания струн.

Результат моделирования гитары представлен на рис. 6 на стр. 3 обложки.

После создания всех деталей гитары провели сборку изделия: все части будущего устройства путем операций сопряжения соединили.

При создании изделия использовали различные операции и элементы программы КОМПАС-3D: выдавливание, вращение, вырезание, вспомогательную геометрию, точку по координатам, вырезание по траектории, выдавливание по траектории, скругление, снятие фаски, сопряжение, создание сборки, соосность и др.

Заключение

Программы автоматизированного проектирования позволяют получать сборочный чертеж любого изделия, не имея полной информации о конструктивных особенностях его составных деталей. При необходимости конструкторская документация изделия может использоваться

для модификации и усовершенствования изделия в соответствующей профессиональной области.

Библиографический список

1. **Егоренко М.П., Звягинцева П.А., Михайлова В.А.** Инженерная и компьютерная графика: сб. задач. Новосибирск: СГУГиТ, 2016. 51 с.
2. **Дегтярев В.М., Затыльников В.П.** Инженерная и компьютерная графика: учебник для вузов. М.: Академия, 2010. 240 с.
3. **Сиденко Л.** Компьютерная графика и геометрическое моделирование: учеб. пособие. СПб.: Питер, 2009. 224 с.
4. **Третьяк Т.М., Фарафонов А.А.** Пространственное моделирование и проектирование в программной среде КОМПАС-3D LT. М.: Солон-Пресс, 2004. 128 с.
5. **Большаков В.П.** Построение 3D-моделей сборки в системе автоматизированного проектирования "КОМПАС": учеб. пособие. СПб.: Изд-во СПбГЭТУ "ЛЭТИ", 2005. 80 с.
6. **Герасимов А.А.** Самоучитель КОМПАС-3D V9. Трехмерное проектирование. СПб.: БХВ-Петербург, 2008. 400 с.
7. **Николаев В.А.** Создание модели снайперского прицела (ПСО-1) // LXV региональная студенческая научная конференция: сб. докладов. Новосибирск: СГУГиТ, 2017. С. 79–80.
8. **GITABOU** [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://shop.gitabou.de/product/prs-custom-24-drawing/?lang=en>.
9. **Аскон** [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://ascon.ru/products/7/review/>.
10. **КОМПАС-3D** [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://kompas.ru>.



Д.В. Фадюшин, Г.Ю. Волков, д-р техн. наук (Курганский государственный университет)
E-mail: fadyushin_87@mail.ru

Особенности геометрического проектирования планетарных роторных гидромашин с выстоями сателлитов*

Представлена методика геометрического расчета нового вида планетарных роторных гидромашин с выстоями сателлитов, включающая этапы: 1) расчет исходного круглозвенного механизма; 2) расчет некруглых звеньев планетарных роторных гидромашин с выстоями; 3) построение и интеграция средствами системы трехмерного проектирования КОМПАС-3D фрагментов зубчатых венцов, соответствующих фазам выстоев и подъема-опускания сателлитов; 4) коррекция зубчатых контуров для устранения несовпадения центров сателлитов с точками пересечения траекторий этих центров в их движении относительно ротора и статора. Планетарные роторные гидромашин с выстоями сателлитов предназначены для работы в качестве вакуумных насосов, компрессоров и пневмодвигателей.

A method of geometric calculation of a new type of planetary rotary hydraulic machines (PRGM) with satellite stands is developed. The method includes the steps of: 1) calculation of the initial round-link mechanism; 2) calculation of non-round links of the PRGM with outstretches; 3) construction and integration of three-dimensional design system COMPAS-3D fragments of crenellated crowns corresponding to the phases of abutments and lifting-lowering satellites; 4) correction of the toothed contours to eliminate the phenomenon of mismatch of satellite centers with the points of intersection of the trajectories of these centers in their movement relative to the rotor and stator. PRGM with satellite stands are designed to operate as vacuum pumps, compressors and pneumatic motors.

Ключевые слова: планетарная роторная гидромашин, геометрический расчет, некруглые зубчатые колеса, выстой сателлитов.

Keywords: planetary hydraulic machine, geometric calculation, non-circular gears, satellite stands.

Разновидности ПРГМ

Объемные гидромашин — важнейшие компоненты современной техники. Планетарные роторные гидромашин (ПРГМ) — это перспективное, но малоизученное направление развития отрасли.

На рис. 1 представлена наиболее известная схема ПРГМ [1]. Рабочие камеры в ней замкнуты венцами взаимодействующих зубчатых звеньев: ротора 1, статора (эпицикла) 2 и плавающих сателлитов 3. Центроиды венцов ротора 1 и статора 2 выполнены волнообразными. Число волн ротора $M = 4$, статора — $N = 6$, т.е. $M < N$. Существуют также и ПРГМ с одинаковыми числами волн центральных колес $M = N$ (рис. 2) [2, 3]. Известные ПРГМ могут работать в качестве гидродвигателя либо насоса, перекачивающего несжимаемую жидкость под давлением до 200...250 атм [4]. Из-за низкой степени сжатия эти ПРГМ не подходят для работы с газовыми средами.

* Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и правительства Курганской области в рамках научного проекта № 19-48-450001.

Предложены схемы ПРГМ с выстоями плавающих сателлитов (рис. 3) [5]. В них волны центроид ротора 1 и статора 2 описываются не одной гармонической функцией, а содержат участки,

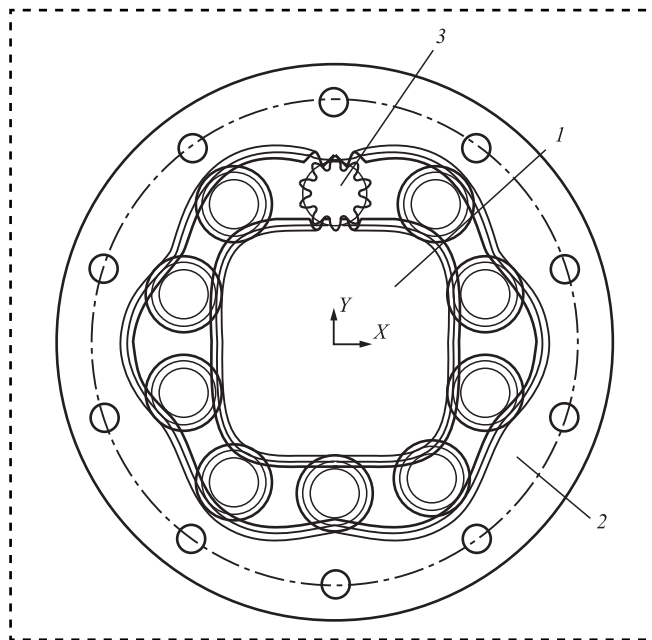


Рис. 1. Схема ПРГМ 4×6

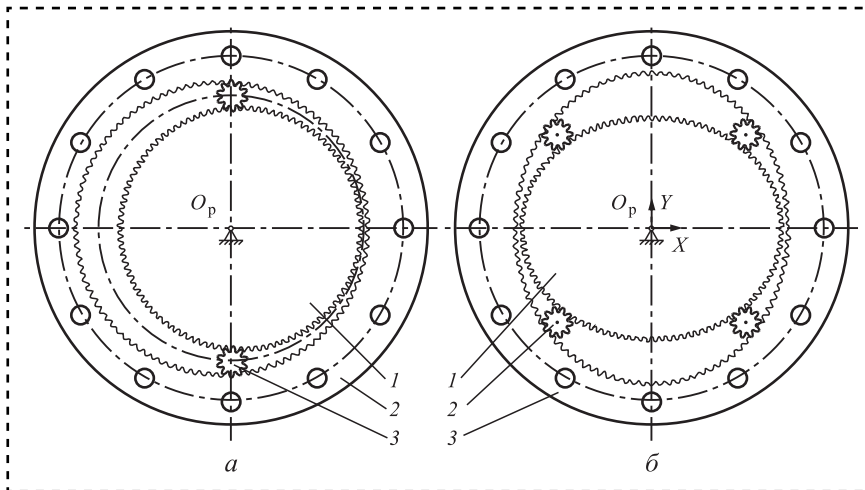


Рис. 2. Схемы ПРГМ с волнами гармонического вида [2, 3]:

a — ПРГМ 1×1; *б* — ПРГМ 2×2

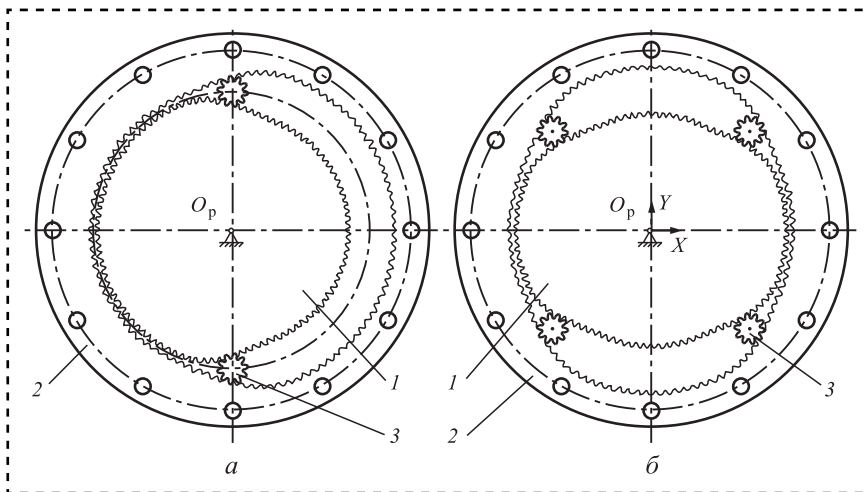


Рис. 3. Схемы с выстоями сателлитов [5]:

a — ПРГМ 1×1; *б* — ПРГМ 2×2

на которых центры сателлитов *З* движутся по окружностям постоянных радиусов. Применение ПРГМ с выстоями позволяет в значительной степени снизить остаточные объемы рабочих камер и дает возможность использования таких гидромашин для работы с газами (в качестве вакуумных насосов, компрессоров и пневмодвигателей).

Цель работы — разработать методику геометрического проектирования ПРГМ с выстоями сателлитов.

Ранее предлагались различные подходы к профилированию некруглых зубчатых колес, в том числе роторных гидромашин [6–8]. Инженерная методика геометрического проектирования ПРГМ представлена в работах [9, 10]. Ее основные этапы: 1) расчет исходного круглозвенного планетарного механизма; 2) выбор формы центровых траекторий сателлитов;

3) расчет положений сателлита; 4) построение сателлита во множестве положений и нахождение профиля каждого некруглого зубчатого венца как огибающей семейства кривых. Однако расчет ПРГМ с выстоями плавающих сателлитов имеет, по крайней мере, три существенные особенности.

Первая особенность состоит в том, что ПРГМ с выстоями относятся к планетарным механизмам, оба центральных колеса которых имеют одинаковое число зубьев ($z_p = z_3$). Такие механизмы существуют лишь при очень больших ($x_3 = 10...15$) коэффициентах смещения на эпицикле. Для их геометрического расчета нужно применить особую методику расчета исходного круглозвенного планетарного механизма [11].

Вторая особенность обусловлена формой центровых траекторий сателлита при наличии выстоев, в частности, "кусочным" заданием их функций.

Третья особенность, которая в заметном масштабе проявилась именно на ПРГМ с выстоями, связана с явлением несовпадения центров сателлитов с точками пересечения двух траекторий этих центров (в их движении относительно ротора и статора).

Расчет исходного круглозвенного механизма для ПРГМ с выстоями

Согласно принятой за основу методике, приведенной в работе [10], проектирования ПРГМ, вначале рассчитываем параметры исходного круглозвенного механизма. Для ПРГМ группы $M = N$ ($z_p = z_3$) этот расчет имеет особенности [11]. Рассмотрим пример.

1. Выбор чисел волн и чисел зубьев. Среди ПРГМ с выстоями практический интерес представляют только схемы 1×1 и 2×2. Число зубьев сателлита подлежит выбору в диапазоне $z_c = 8...12$. Число зубьев $z_p = z_3$ в соответствии с методикой, приведенной в работе [11], принимается в диапазоне $z_p = 80...120$, но оно обязательно должно быть кратно удвоенному числу

волн ротора. Исходные данные: $z_c = 10$, $z_p = z_3 = 104$; модуль $m = 1$; угол профиля $\alpha = 20^\circ$; зубья прямые.

2. Выбор коэффициентов смещения сателлита x_c и ротора x_p . Смещение x_c должно минимизировать подрезание ножки зуба. Коэффициент x_p выбираем отрицательным: $x_c = 0,4$; $x_p = -0,9$.

3. Расчет угла зацепления α_{wp} и межосевого расстояния a_w для внешнего зацепления по ГОСТ 16532–70

$$\text{inv}\alpha_{wp} = \frac{2(x_c + x_p) \text{tg } \alpha}{z_c + z_p} + \text{inv}\alpha; \quad (4)$$

$$a_w = \frac{(z_c + z_p) m \cos \alpha}{2 \cos \alpha_{wp}}. \quad (5)$$

В примере $a_w = 56,4816$.

4. Расчет угла зацепления α_{w3} и необходимого коэффициента смещения x_3 для внутреннего зацепления

$$\cos \alpha_{w3} = \frac{(z_3 - z_c) m}{2a_w} \cos \alpha; \quad (6)$$

$$x_3 = \frac{(z_3 - z_c)(\text{inv}\alpha_{w3} - \text{inv}\alpha)}{2 \text{tg } \alpha} + x_c; \quad (7)$$

$$x_3 = 14,50812.$$

5. Диаметры d_{ac} вершин зубьев и соответствующие им углы профиля при вершине зуба находим из решения систем двух уравнений: для сателлита (5), (6):

$$S_{ac} = d_{ac} \left(\frac{\pi}{2} + \frac{2x_c \text{tg } \alpha}{z_c} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{ac} \right); \quad (8)$$

$$\cos \alpha_{ac} = \frac{z_c m \cos \alpha}{d_{ac}}; \quad (9)$$

для внутреннего венца (эпицикла) (7), (8):

$$S_{a3} = d_{a3} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{2x_3 \text{tg } \alpha}{z_3} - \text{inv}\alpha + \text{inv}\alpha_{a3} \right); \quad (10)$$

$$\cos \alpha_{a3} = \frac{z_3 m \cos \alpha}{d_{a3}}. \quad (11)$$

При этом толщиной S_{ac} зуба производящего сателлита (условно — долбяка) и эпицикла

S_{a3} по окружности вершин задаемся с учетом формы и материала зубьев: $S_{ac} = 0,4$ и $S_{a3} = 0,2$.

Получаем $d_{ac} = 12,67536$; $d_{a3} = 121,58676$.

6. Расчет коэффициента перекрытия ε_a во внутреннем зацеплении:

$$\varepsilon_a = \frac{z_c \text{tg } \alpha_{ac} - z_3 \text{tg } \alpha_{a3} + (z_3 - z_c) \text{tg } \alpha_{w3}}{2\pi}. \quad (12)$$

Считаем приемлемым коэффициент перекрытия $\varepsilon_a \geq 1,1$.

В примере $\varepsilon_a = 1,11535$.

Расчет некруглых звеньев механизма ПРГМ с выстоями

1. Определение коэффициента k "некруглости" траектории сателлитов.

Этот коэффициент напрямую влияет на производительность гидромашины. Чем выше этот коэффициент, тем выше производительность. Принимаем [12]:

$$k = \frac{2(z_c - 2,5)}{z_p + z_3} = 0,072. \quad (13)$$

2. Выбор траектории движения центра сателлита.

В механизмах 1×1 и 2×2 с выстоями сателлитов эта траектория содержит 2 или 4 участка с постоянными радиусами и такое же число участков переменного радиуса, изменяющегося по закону, близкого к гармоническому.

На участках нижнего выстоя траектория имеет радиус:

$$r_{\min} = r_0(1 - k); \quad (14)$$

на участках верхнего выстоя:

$$r_{\max} = r_0(1 + k). \quad (15)$$

Участки переменного радиуса целесообразно описывать простейшей функцией:

$$r = r_0(1 + k \cos(G\varphi)), \quad (16)$$

где φ — текущий угол поворота мнимого водила в полярных координатах;

G — расчетное число волн статора и ротора.

Число G не равно реальному числу $M = N$ волн ПРГМ. Там, где расположены выстои, "тоже были волны", поэтому $G > M = N$. Для получения желательных значений угла λ "удержания" сателлита — $G = 4..4,5$ [12]. В примере примем $G = 4$, $\lambda = 33^\circ$.



3. Расчет длины центральной траектории сателлита.

Определим ξ — коэффициент, учитывающий изменение длины центральной траектории по сравнению с длиной траектории соответствующего круглозвенного механизма:

$$\xi = \frac{2\pi r}{\sum l_{\cos} + \sum l_{v1} + \sum l_{v2}}, \quad (17)$$

где $\sum l_{\cos}$ — сумма длин участков, изменяющихся по гармоническому закону;

$\sum l_{v1} = \sum \psi_1 r_{\min}$ — сумма длин участков нижнего выстоя;

$\sum l_{v2} = \sum \psi_2 r_{\max}$ — сумма длин участков верхнего выстоя;

ψ_1, ψ_2 — углы нижнего и верхнего выстоя.

Если кривая задана уравнением $\rho = \rho(\varphi)$ в полярных координатах, то ее длина [13]:

$$l = \int_{\alpha}^{\beta} \sqrt{(\rho(\varphi))^2 + (\rho'(\varphi))^2} d\varphi, \quad (18)$$

где α, β — значения полярного угла, соответствующего концам дуги.

Тогда формула (17) преобразуется к виду:

$$\xi = \frac{2\pi r}{\sum \left(\int_{\alpha}^{\beta} \sqrt{(\rho(\varphi))^2 + (\rho'(\varphi))^2} d\varphi \right) + \sum (\psi_1 r_{\min}) + \sum (\psi_2 r_{\max})}. \quad (19)$$

Для случая 1×1 с выстоями сателлитов, с учетом (14), (15), (16) формула (19) принимает вид:

$$\xi = \frac{2\pi}{\left(2 \int_0^{\frac{\pi}{4}} \sqrt{(1+k \cos(G\varphi))^2 + (Gk \sin(G\varphi))^2} d\varphi \right) + (\psi_1 + \Delta)(1-k) + (\psi_2 - \Delta)(1+k)}. \quad (20)$$

Угловая протяженность каждой из двух фаз движения сателлита, соответствующих гармоническому закону — $\pi/4$ (45°), оставшиеся две части (выстоя) — по 135° . Угол Δ — это поправка для компенсации несовпадения центров сателлитов с точками пересечения двух траекторий этих центров в их движении относительно ротора и статора, $\Delta = 0$.

В случае 1×1 получаем $\xi = 0,99491362$. Во столько раз центровая окружность сателлита

исходного круглозвенного механизма короче траектории центра сателлита в ПРГМ с выстоями.

4. Расчет множества положений центра сателлита.

На участках траектории, описанной уравнениями (14) и (15), угол поворота сателлита относительно ротора определяем по формуле:

$$\varphi_{c1} = \left(1 + \frac{z_p}{z_c} \right) \xi \left(\int_0^{\varphi} (1 \pm k) d\varphi \right), \quad (21)$$

а угол φ_{c2} поворота сателлита относительно эпицикла:

$$\varphi_{c2} = \left(1 - \frac{z_э}{z_c} \right) \xi \left(\int_0^{\varphi} (1 \pm k) d\varphi \right). \quad (22)$$

На участках траектории, описанной уравнением (16), угол поворота сателлита [10]:

$$\varphi_{c1} = \left(1 + \frac{z_p}{z_c} \right) \times \left(\int_0^{\varphi} \sqrt{(1+k \cos(G\varphi))^2 + (Gk \sin(G\varphi))^2} d\varphi \right); \quad (23)$$

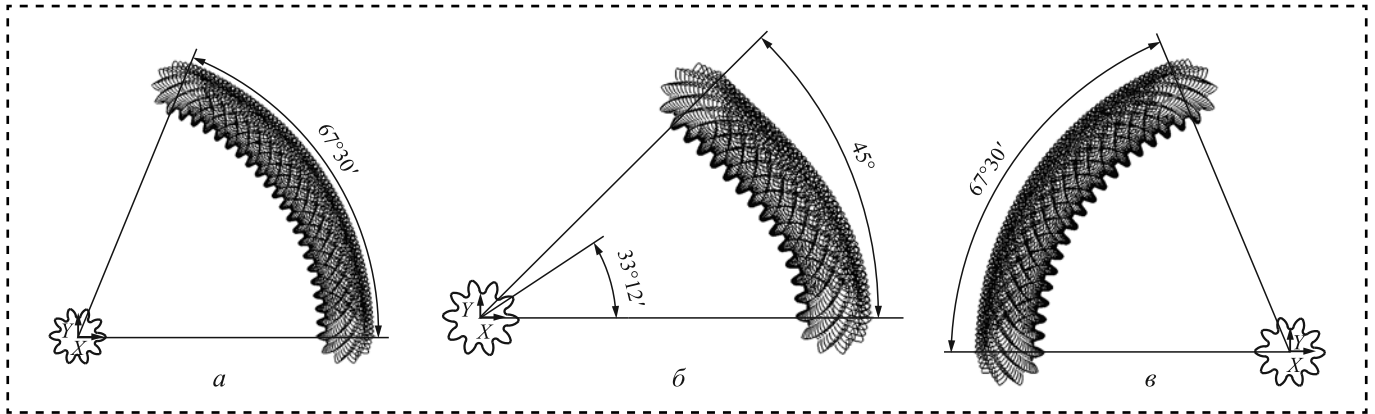
$$\varphi_{c2} = \left(1 - \frac{z_э}{z_c} \right) \times \left(\int_0^{\varphi} \sqrt{(1+k \cos(G\varphi))^2 + (Gk \sin(G\varphi))^2} d\varphi \right). \quad (24)$$

При помощи программного обеспечения MathCAD создаем массивы текущего угла поворота мнимого водила φ , радиус-вектора r и угла поворота φ_c в полярной системе координат.

Первое построение механизма ПРГМ 1×1

Рассмотрим построение профилей зубчатых венцов ПРГМ 1×1 , с использованием системы трехмерного проектирования КОМПАС-3D. Для построения ротора и эпицикла целесообразно использовать несколько различающиеся контуры сателлита (долбяка) — для долбяка эпицикла диаметр впадин меньше.

Начинаем построение с дуги выстоя, например, верхнего — $r = r_0 (1 + k)$. Протяженность дуги — $135^\circ \pm \Delta$. Поставим сателлит в центральную точку данной дуги. При этом сателлит ориентируем так, чтобы центр зуба находился на горизонтальной оси (рис. 4, а). Достаточно построить сектор на $67,5^\circ \pm \Delta/2$.


Рис. 4. Венец ротора на участке:

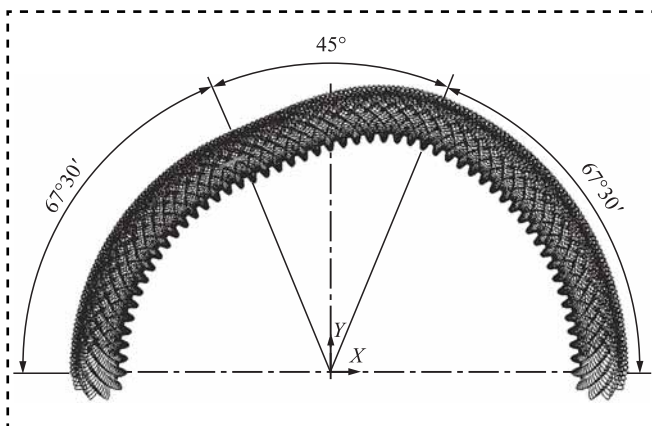
a — верхнего выстоя; *б* — переменного радиуса; *в* — нижнего выстоя

Далее строим венец ротора на участке переменного радиуса $r = r_0 (1 + k \cos(G\varphi))$ (рис. 4, б). Протяженность этого участка 45° . Стартовое положение сателлита должно соответствовать конечному положению сателлита на участке верхнего выстоя. В рассматриваемом примере это положение будет характеризоваться углом поворота сателлита на $33^\circ 12'$.

Строим дугу нижнего выстоя $r = r_0 (1 - k)$ протяженностью $135^\circ \pm \Delta$. При этом сателлит ориентируется так же, как и при построении дуги верхнего выстоя. Достаточно построить половину дуги ($67,5^\circ \pm \Delta/2$), а потом преобразованием симметрии получить ее зеркальное отражение (рис. 4, в).

Объединяем все три траектории и получаем множество положений сателлита, которые образуют зубчатый венец ротора на секторе 180° (рис. 5).

Строим огибающую и, используя преобразование симметрии, получаем профиль зубчатого венца ротора *1* (см. рис. 3, а).


Рис. 5. Венец ротора, сектор 180°

Аналогично проводим построение эпицикла 2 (см. рис. 3, а). Располагаем звенья *1* и *2* ортогонально.

Исправление контуров венцов ротора и эпицикла с учетом явления несовпадения центров сателлитов с точками пересечения их траекторий

На рис 3, а и б центры сателлитов *3* расположены на вертикальной линии, проходящей через точку O_p . Однако при выполняемом построении в таком положении сателлит не помещается между зубчатыми венцами *1* и *2* (рис. 6). Для того чтобы собрать механизм, необходимо сместить центр *X* сателлита в окружном направлении на расстояние $\delta^r = 0,615$ м. Однако при таком смещении сателлит оказывается зажатым между венцами *1* и *2*. Радиальный "натяг" — отклонение δ^r приближенно можно определить по формуле:

$$\delta^r \approx \delta^T \lambda. \quad (25)$$

В примере: $\delta^r = 0,35$ м.

Такой натяг не может быть полностью компенсирован технологическим радиальным зазором и при работе механизма приведет к его подклиниванию.

Эта проблема имеет несколько вариантов решения.

Первый — увеличение зазоров в зацеплениях и, тем самым, компенсация образовавшегося отклонения δ^r . Однако это нежелательно, так как увеличенные зазоры снижают коэффициент перекрытия ε_a в зацеплениях сателлита с центральными колесами на участках выстоев.

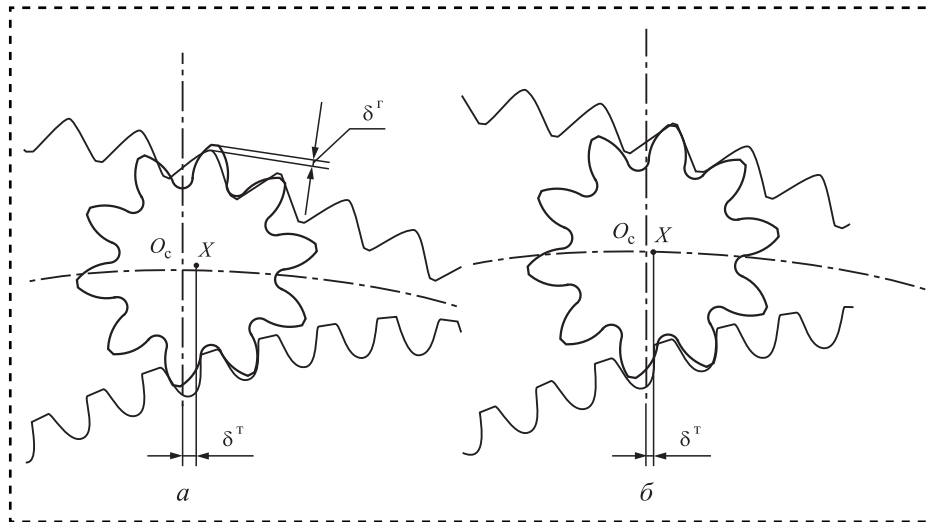


Рис. 6. Положение сателлита:
 $a - \Delta = 0$; $b - \Delta = 1^\circ$

Второй вариант, более предпочтительный, состоит в применении корректирующего углового смещения Δ секторов переменного радиуса.

Параметр Δ можно принять равным отклонению δ^r , полученному графически в результате первого построения звеньев ПРГМ (рис. 6, *a*). Для нахождения этого параметра также удобно использовать угол γ доворота сателлита (рис. 7):

$$\Delta = \gamma \frac{z_c}{z_3}$$

Для определения угла γ центр сателлита O_c совмещаем с точкой X . Изображаем сателлит в правильном зацеплении с ротором и поворачиваем (дворачиваем) сателлит до состояния

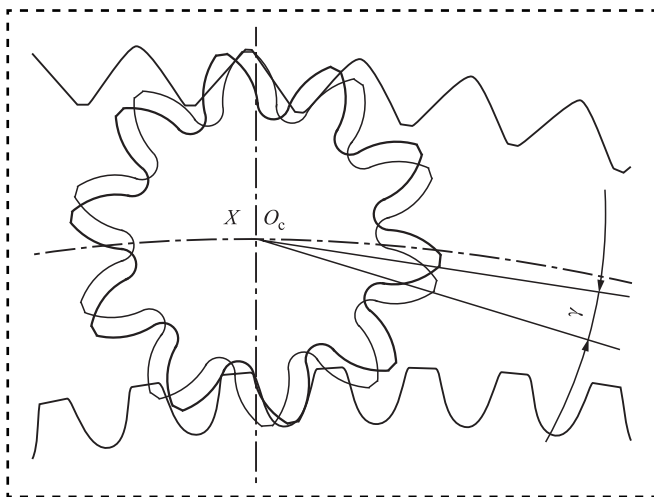


Рис. 7. Угол доворота сателлита

правильного зацепления со статором. В рассматриваемом примере $\gamma = 11,67^\circ$; $\Delta \approx 1^\circ$.

На величину Δ необходимо изменить протяженность верхнего и нижнего выстоя.

Так как в примере проводим построение только половины траектории сателлита (180°), то у ротора увеличим нижний выстой на $0,5^\circ$ и соответственно уменьшим верхний выстой на $0,5^\circ$. Для эпицикла наоборот, уменьшаем нижний выстой и увеличиваем верхний. Повторяем вычисления, начиная с формулы (19). Получаем $\xi = 0,99570613$ для ротора и $\xi = 0,99451783$ для статора и далее по алгоритму.

Скорректированные профили показаны на рис. 6, *б*. Отклонение δ^r уменьшилось почти в два раза ($\delta = 0,35$ м), "подклинивание" полностью исчезло.

Приведенные результаты коррекции профилей зубчатых венцов ротора и статора относились к конкретному примеру. Однако диапазон параметров, при которых реализуются ПРГМ с выстоями сателлитов, не столь широк, а незначительные величины "натяга" δ^r будут компенсироваться технологическими радиальными зазорами. Поэтому для ПРГМ 1×1 с выстоями можно сразу ориентироваться на поправку $\Delta = 1^\circ$.

Аналогичные вычисления и построения для ПРГМ с выстоями 2×2 привели к первоначальным значениям: $\delta^r = 0,28$ м; $\delta^r = 0,16$ м; $\gamma = 5,25^\circ$. Для устранения подклинивания ПРГМ этой схемы необходимо ввести коррекцию $\Delta \approx 0,5^\circ$.



Заключение

ПРГМ с выстоями сателлитов — мало известная схема гидромашины, достоинством которой являются уменьшенные остаточные объемы, а значит возможность применения в качестве вакуумного насоса и компрессора. Геометрическое проектирование ПРГМ с выстоями, подобно прочим ПРГМ, включает этапы: расчета исходного круглозвенного механизма, расчета некруглых звеньев, построения их профилей средствами системы трехмерного проектирования КОМПАС-3D. Особенности состоят в увеличенном коэффициенте смещения исходного контура для эпицикла и в кусочном задании профилей некруглых колес. Существенную новизну представляет решение задачи устранения явления подклинивания механизма, вызванного несопадением центров сателлитов с точками пересечения их траекторий.

Библиографический список

1. Patent US 6230823 B1. Downhole motor / Sieniawski D. Date of Patent: 15.05.2001.
2. Пат. 2513057 C2 RU, МПК F04C2/08. Роторная гидромашинa / Волков Г.Ю. Оpubл. 20.04.2014. Бюл. № 11. 14 с.
3. Пат. 144306 U1 RU, МПК F04C2/08. Роторная гидромашинa / Волков Г.Ю., Курасов Д.А. Оpubл. 20.08.2014.
4. Финкельштейн З.Л., Палюх А.П. Высокомоментные планетарные гидромоторы с плавающими сателлитами — путь создания малогабаритного горного оборудования // Сб. науч. тр. Донбасского государственного технического университета. 2013. Вып. 39. С. 24—30.
5. Волков Г.Ю., Смирнов В.В., Фадюшин Д.В. Пути снижения остаточных объемов в планетарных роторных гидромашинaх с плавающими сателлитами // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2020. Т. 21. № 2. С. 86—90.
6. Krawiec P., Marlewska A. Spline description of non-typical gears for belt transmissions // Journal of theoretical and applied mechanics. 2011. Vol. 49. No. 2. P. 355—367.
7. Chen C.-F., Tsay C.-B. Computerized tooth profile generation and analysis of characteristics of elliptical gears with circular-arc teeth // Journal of Materials Processing Technology. 2004. Vol. 148. No. 2. P. 226—234.
8. Ан И-Кан. Синтез, геометрические и прочностные расчеты планетарных механизмов с некруглыми зубчатыми колесами роторных гидромашин: дис... д-ра техн. наук: 01.02.06, 05.02.18. Томск, 2001. 236 с.
9. Волков Г.Ю., Курасов Д.А., Горбунов М.В. Инженерный метод геометрического синтеза планетарного механизма роторной гидромашины // Вестник машиностроения. 2017. № 10. С. 10—15.
10. Волков Г.Ю., Смирнов В.В., Горбунов М.В. Методика геометрического расчета и профилирования зубчатых венцов планетарной роторной гидромашины // Справочник. Инженерный журнал. 2018. № 9. С. 32—37.
11. Волков Г.Ю., Фадюшин Д.В. Геометрический расчет планетарного механизма с одинаковым числом зубьев центральных колес внешнего и внутреннего зацепления // Справочник. Инженерный журнал. 2020. № 3. С. 27—31.
12. Волков Г.Ю., Смирнов В.В. Синтез центроид планетарных роторных гидромашин по заданному углу "невыпадения" сателлитов гидромашины // Справочник. Инженерный журнал. 2018. № 4. С. 6—11.
13. Дороговцев А.Я. Математический анализ. Краткий курс в современном изложении. Киев: Факт, 2004. 560 с.



ООО "Издательство "Инновационное машиностроение", 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Учредитель ООО "Издательство "Инновационное машиностроение".
Адрес электронной почты издательства: mashpubl@mashin.ru;
редакции журнала: sboraka@mashin.ru, <http://www.mashin.ru>
Телефон редакции журнала: 8 (499) 269-54-98, факс: 8 (499) 269-54-96.
Технический редактор Патрушева Е.М. Корректор Сажина Л.И.
Сдано в набор 18.08.2020. Подписано в печать 30.09.2020. Формат 60 × 88 1/8.
Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Авансед солюшнз". Сайт: www.aov.ru
Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.



Доктору технических наук, профессору Андрею Руффовичу Маслову *75 лет*

23 октября 2020 года исполняется 75 лет Андрею Руффовичу Маслову, доктору технических наук, профессору кафедры "Инструментальная техника и технологии" Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана.

Андрей Руффович родился 23 октября 1945 г. в г. Архангельске. С 1961 г. начал трудиться в инструментальной отрасли: сначала слесарем-инструментальщиком, а после окончания Мосстанкина по специальности "Инструментальное производство" работал с 1969 по 1991 г. во ВНИИИНСТРУМЕНТ инженером, старшим научным сотрудником, зав. лабораторией, начальником отдела.

В 1991–1993 гг. — заместитель директора по научной работе ГСПКТБ "ОРГПРИМИНСТРУМЕНТ", затем в 1993–1998 гг. — заместитель генерального директора Торгово-промышленной компании "Инструмент". В 1999 г. основал издательство "Инструменты. Технология. Оборудование", где был генеральным директором до 2006 г.

В 2007 г. перешел в МГТУ "СТАНКИН" на работу в должности профессора кафедры "Высокоэффективных технологий обработки", на которой работал до 2019 г.

В настоящее время принят по конкурсу на работу профессором кафедры МТ2 "Инструментальная техника и технологии" МГТУ им. Н. Э. Баумана.

А.Р. Маслов — лауреат премии Правительства РФ в области образования за 2009 г. за цикл учебно-методических и научных трудов "Инструментальное обеспечение машиностроительных производств". Ему присвоено ученое звание профессора по кафедре "Высокоэффективных технологий обработки".

А.Р. Маслов — постоянный автор издательств "Машиностроение" и "Инновационное машиностроение", главный редактор "Библиотеки инструментальщика", принимал активное участие в работе редакционного совета "Справочника технолога—машиностроителя".

Среди учебников, справочников и монографий, опубликованы в издательствах "Машиностроение" и "Инновационное машиностроение" с участием А.Р. Маслова издания:

1. Оснастка для станков с ЧПУ: справочник / Ю.И. Кузнецова и др. // М.: Машиностроение, 1990. 512 с.
2. Инструмент для станков с ЧПУ, многоцелевых станков и ГПС / И.Л. Фадюшин. М.: Машиностроение, 1990. 270 с.
3. Инструментальные системы машиностроительных производств: учебник / А.Р. Маслов. М.: Машиностроение, 2006. 335 с.
4. Инструментальная оснастка станков с ЧПУ: справочник / С.Н. Григорьев и др. // М.: Машиностроение, 2006. 544 с.
5. Приспособления для металлообрабатывающего инструмента: справочник / А.Р. Маслов. М.: Машиностроение, 2008. 320 с.
6. Высокоэффективные технологии обработки / С.Н. Григорьев и др. М.: Машиностроение, 2014. 455 с.
7. Диагностика и сертификация металлорежущего оборудования: учебное пособие / М.П. Козочкин и др. М.: Инновационное машиностроение, 2017. 240 с.
8. Обработка труднообрабатываемых материалов резанием: учебное пособие / А.Р. Маслов, А.Г. Схиртладзе. М.: Инновационное машиностроение, 2018. 208 с.

А.Р. Маслов регулярно публикуется в журналах "Вестник машиностроения" и "Сборка в машиностроении, приборостроении".

*Издательство "Инновационное машиностроение"
поздравляет Андрея Руффовича Маслова со знаменательной датой, желает ему дальнейших успехов
во всех начинаниях и плодотворного сотрудничества с нашим издательством.*



16-й МОСКОВСКИЙ МЕЖДУНАРОДНЫЙ
ИННОВАЦИОННЫЙ ФОРУМ И ВЫСТАВКА

MetrolExpo'2020

ТОЧНЫЕ ИЗМЕРЕНИЯ – ОСНОВА КАЧЕСТВА И БЕЗОПАСНОСТИ

1–3 декабря
Москва, ВДНХ, пав. 55



Новый гибридный формат выставки офлайн + онлайн



Стирает границы

неограниченное количество участников со всего мира



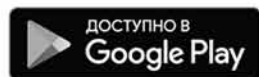
Увеличивает охват

использование искусственного интеллекта для формирования рекомендаций и нетворкинга



Упрощает коммуникации

благодаря современным IT-технологиям



Платформа представлена в связке классических веб-страниц и приложения для IOS и Android.

ОРГАНИЗАТОР:

Выставочная компания «ВЭСТСТРОЙ ЭКСПО»

Телефон/Факс: +7 (495) 937-40-23 (многоканальный)

E-mail: metrol@expoprom.ru



www.metrol.expoprom.ru