

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ



Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алексейчук Г.П., Алешин Н.П., Братухин А.Г., Воронцов А.Л., Гусейнов А.Г., Дмитриев А.М. (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), Драгунов Ю.Г., Древаль А.Е. (председатель секции технологии машиностроения), Дроздов Ю.Н. (председатель секции конструирования и расчета машин), Кутин А.А., Омельченко И.Н. (председатель секции организации и экономики производства), Пименов А.Ф., Попов Д.Н., Рыбин В.В., Салтыков М.А., Трегубов Г.П., Цыганкова И.А. (ответственный секретарь)

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

Журнал переводится на английский язык, переиздается и распространяется во всем мире фирмой "Аллертон Пресс" (США)



ООО «Издательство Машиностроение» 107076, Москва, Стромынский пер., 4

Адрес редакции:

107076, Москва, Стромынский пер., 4. Телефон: 8-(499)-748-02-91 E-mail: vestmash@mashin.ru www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за № 77-12421 в Комитете Российской Федерации по печати

Учредитель: А.И. Савкин

Индексы: 70120 ("Роспечать"),

27841 ("Пресса России"), **60264** ("Почта России")

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН	DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES		
Логашина И. В., Чумаченко Е. Н., Бобер С. А., Аксенов С. А. — Моделирование термонагруженного состояния корпуса лазерного гироскопа для дальней космической связи	Logashina I. V., Chumachenko E. N., Bober S. A., Aksenov S. A. — Modeling of thermalloading condition of a laser gyroscope housing for deep-space communication		
Назаров А. Д. — Теоретические основы уравновешивания V-образных восьмицилиндровых двигателей и обеспечения возможности балансировки коленчатого вала	Nazarov A.D — Theory of balancing of V-shape octacylinder engines and possibility assurance of the crankshaft balancing		
Аскаров Е. С. — Кинематический синтез передаточного шарнирного четырехзвенника с выполнением дополнительных условий	Askarov E. S. — Kinematic synthesis of a transfer swiveling four-link chair with execution of the subsidiary conditions		
Остсемин А. А. — Определение напряженного состояния и коэффициентов интенсивности напряжений в конструкциях с трещиноподобными дефектами методом голографической интерферометрии	Ostsemin A. A. — Determination of stress condition and stress intensity factors in the designs with fracture-like defects by the holographic inter-		
Шишкарев М. П. — Анализ способов настройки предохранительных фрикционных муфт	Shishkarev M. P. — Analysis of tuning technique of safety friction clutches		
Бондалетов В. П., Быкова Т. Е., Шенкман Л. В. — Механические потери в храповых механизмах свободного хода блочного типа	Bondaletov V. P., Bykova T. E., Shenkman L. V. — Mechanical loss in the overrunning brake ratchets of building-block fashion		
Герасимов В. Я., Парышев Д. Н. — Долговечность резьбовых соединений при действии переменных напряжений изгиба	Gerasimov V. Ya., Paryshev D. N. — Working life of threaded joints at action of variable bending stresses		
Чернявский Д. И., Чернявская Д. Д. — Критерий формирования плоского фронта ударной волны в стержнях	Chernyavsky D. I., Chernyavskaya D. D. — Criterion of forming of plane front of a shock wave in the rods		
Степанов Ю. С., Кобяков Е. Т., Поляков А. И. — Анализ колебаний физического маятника при кинематическом возмущении	Stepanov Yu.S., Kobyakov E. T., Polyakov A. I. — Analysis of oscillations of a physical pendulum at a kinematic disturbance		
ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ	MANUFACTURING ENGINEERING		
Нодельман М. О. — Прогнозная оценка реологических параметров пластичных металлов в условиях самоорганизации вязкопластического течения срезаемого слоя припуска	Nodel'man M. O. — Predictive estimation of rheological parameters of plastic materials in the conditions of self-organization of visco-plastic fluidity of sheared allowance layer		
Колесников В. И., Ермаков С. Ф., Сычев А. П., Мулярчик В. В. — Влияние алкильного радикала на оптическую активность холестерических жидкокристаллических наноматериалов	Kolesnikov V. I., Ermakov S. F., Sychev A. P., Mulyarchik V. V. — Influence of alkyl radical on the cholesteric liquid crystal nanomaterials		
Обработка материалов без снятия стружки	Chipless materials working		
Воронцов А. Л. — Изготовление полых изделий вытяжкой по внутренней поверхности	Vorontsov A. L. — Manufacture of hollow products by drawing per interna face		
Иванов Ю. В. — Исследование и анализ виброактивности ковочных молотов 63			
Козлов А. В., Шеркунов В. Г., Хилькевич Я. М. — Напряженное состояние в трубе при ее гибке с раскатыванием n парами близко расположенных деформирующих элементов	 Kozlov A. V., Sherkunov V. G., Khil'kevich Ya.M. — Stress condition in a tube at its bending with rolling by N pairs of nearby deforming elements 		
ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА	PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS		
Ханыгина Е. С. — Проектирование логистических систем в управлении цепочками поставок	Khanygina E. S. — Designing of the logistic systems in flow delivery controlling		
Омельченко И. Н., Третьякова В. А. — Оптимизация бизнес-процесса	4 Omel'chenko I. N., Tret'yakova V. A. — Optimization of the business-processes		
Холодников Ю. В. — Перспективы развития в России производства композиционных материалов и изделий из них	 Kholodnikov Yu.V. — Russian future prospect of production development of composite materials and of goods made on their base 		
Ирзаев Г. Х. — Оптимизация системы показателей при управлении технологичностью изделий машиностроения	Irzaev G. Kh. — Optimization of showings system at the manufacturability control of the engineering products		
ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ	TECHNICAL INFORMATION		
Коротков В. А. — Плазменная закалка зубчатых и шлицевых соединений 8	7 Korotkov V. A. — Plasma hardening of toothed and spline joints		
Пухальский В. А., Панайоти В. А., Пухальский П. В. — Исследование конструкций крепления пластин на торцевых фрезах	Pukhal'sky V. A., Ponaiioti V. A., Pukhal'sky P. V. — Study of designs		
Архипов И. Я. — Из опыта эксплуатации зубчатых передач карьерных автосамосвалов большой грузоподъемности	Arkhipov I. Ya. — From the exploitation experience of the gearwheels of high carrying capacity quarry dump trucks		
Рубахин А. И. — Обеспечение точности поверхностей отверстий роликов МНЛЗ при обработке	Rubakhin A. I. — Ensuring of roller's holes face accuracy of machines for continuous casting of the workpieces at a working		
Вниманию читателей	To reader's attention		
2.11	в набор 29.05.2009. Подписано в печать 16.07.2009.		
	мат $60 \times 88 \ 1/8$. Бумага офсетная. Печать офсетная.		
Корректор Т. В. Пчелкина Усл. по	Усл. печ. л. 11,76. Учизд. л. 13,31. Заказ 588.		

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.375.826.001.573

И. В. ЛОГАШИНА, канд. техн. наук, Е. Н. ЧУМАЧЕНКО, д-р техн. наук, С. А. БОБЕР, С. А. АКСЕНОВ (Институт космических исследований РАН, г. Москва)

Моделирование термонагруженного состояния корпуса лазерного гироскопа для дальней космической связи¹

Моделируется температурное напряженно-деформированное состояние в окрестности электрического ввода в конструкции кольцевого лазера при его изготовлении и эксплуатации. В результате выполненного анализа предложена новая технология изготовления оптических контактов и способ локализации температурных деформаций.

Ключевые слова: математическое моделирование, компьютерное моделирование, напряженно-деформированное состояние, кольцевой газовый лазер, электрический ввод, температурные деформаии, метод конечных элементов, ситалловая подложка, термокомпрессионная сварка, ситалловый компенсатор.

Thermal-loading condition in vicinity of electric input in the ring laser design at its production and exploitation is modeled. As a result, a novel manufacturing method of optical contacts and thermal strain localization technique has been proposed.

Keywords: mathematical modeling, computer simulation, deflected mode, ring gas laser, thermal strains, finite-element method, ceramized substrate, thermal-compression bonding, ceramized compensator.

ней космической связи. В настоящее время, когда идет активная подготовка к отправке на Европу — спутник Юпитера — беспилотного космического аппарата, это направление исследований очень актуально.

Электрический разряд подается через алюминиевый электрод 2, который закреплен методом термокомпрессионной сварки [1] на верхней поверхности подложки I, выполненной из оптического ситалла CO-115M. По условию задачи внешний нижний контур D подложки может перемещаться только по горизонтали. Оптический ситалл обладает высокими прочностью, твердостью и низким коэффициентом температурного расширения. Поскольку алюминий, из которого изготовлен электрод, имеет существенно больший коэффициент температурного расширения, изменение температуры такой конструкции приводит к возникновению внутренних напряжений и к деформации подложки.

Введение

При изготовлении и эксплуатации прецизионных оптических приборов приходится предпринимать специальные меры для сохранения формы отдельных ответственных поверхностей элементов конструкции прибора 2 .

Рассмотрим осесимметричную модель сварного ввода газового лазера (рис. 1). Этот элемент предназначен для передачи электрического разряда внутрь герметичного корпуса прибора, который в свою очередь является частью гироскопа для даль-

Рис. 1. Модель сварного ввода полупроводникового лазера: I — подложка; 2 — электрод; 3 — компенсатор; 4 — линия прогиба нижней поверхности подложки; D = 15 мм; d_1 = 2,5 мм; H = 7,0 мм; d_2 = 6,5 мм; h_1 = 0,5 мм; h_2 = 0; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5 мм

¹ Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ 09-08-00204-а.

 $^{^2}$ Постановка задачи и анализ полученных результатов выполнялись совместно с канд. техн. наук А. И. Виноградовым (МИЭМ).

Изгиб нижней поверхности подложки нежелателен, поскольку при следующей технологической операции подложка крепится на ситалловый корпус прибора оптическим контактом, что невозможно при значительном искривлении сопрягаемых поверхностей. Существенное изменение температуры обеспечивается тем, что термокомпрессионная сварка производится при температуре 600 °C, а оптический контакт подложки и корпуса происходит при нормальной температуре.

Для снижения уровня деформаций в конструкции предусмотрен ситалловый компенсатор в виде кольца, который, однако, как показали последующие расчеты, не вполне справляется с этими функциями. Прогиб нижней поверхности подложки максимален на внутреннем контуре d_1 . Нашей целью является изучение прогиба W (вертикальное перемещение) контура d_1 относительно неподвижного контура D при изменении температуры и поиск путей его снижения.

Общая постановка краевой задачи

Физическое состояние лазерного гироскопа может быть описано соотношениями, связывающими девиатор тензора напряжений с девиатором тензора деформаций в соответствии с теорией упругопластического течения:

$$\begin{split} \widetilde{\sigma}_{ij} &= \frac{2}{3} \frac{\sigma_e}{\dot{\varepsilon}_e} \, \widetilde{\varepsilon}_{ij} \, ; \, \widetilde{\sigma}_{ij} = \sigma_{ij} - \sigma \delta_{ij}; \\ \sigma &= \frac{1}{3} \sigma_{ij} \delta_{ij}; \, \widetilde{\varepsilon}_{ij} = \varepsilon_{ij} - \varepsilon \delta_{ij}; \, \varepsilon = \frac{1}{3} \varepsilon_{ij} \delta_{ij}, \end{split}$$

где $\tilde{\sigma}_{ij}$ — девиатор тензора напряжении; $\tilde{\epsilon}_{ij}$ — девиатор тензора деформаций; σ_e — интенсивность напряжений; $\dot{\epsilon}_e$ — скорость интенсивности деформаций.

Интенсивность σ_e напряжений нелинейно зависит от интенсивности $\dot{\epsilon}_{\rho}$ деформаций и температу-

ры
$$T$$
: $\sigma_e = \sigma_e(\varepsilon_e, T)$, $\sigma_e = \sqrt{\frac{3}{2}}\widetilde{\sigma}_{ij}\widetilde{\sigma}_{ij}$, $\varepsilon_e = \sqrt{\frac{3}{2}}\widetilde{\varepsilon}_{ij}\widetilde{\varepsilon}_{ij}$.

Компоненты тензора напряжений зависят от компонент тензора деформаций в заданном изменяемом поле температур следующим образом:

$$\sigma_{ij} = (2\sigma_e/3\varepsilon_e)\varepsilon_{ij} + 3(K - 2\sigma_e/\varepsilon_e)\varepsilon\delta_{ij} - \alpha(2\sigma_e/3\varepsilon_e)\Delta T\delta_{ij},$$

где K — коэффициент объемного сжатия; ΔT — изменение температуры (в кельвинах) на текущем шаге решения; α — коэффициент линейного расширения тела (размерность 1/K).

Для упругого состояния корпуса (в этом случае $2\sigma_e/3\varepsilon_e=2G$), переходя от коэффициентов G и K,

характеризующих модуль сдвига и коэффициент объемного сжатия, к коэффициентам E и ν (модуль Юнга и коэффициент Пуассона), получим:

$$\sigma_{ij} = \frac{E}{1+\nu} \Big(\varepsilon_{ij} + \frac{3\nu}{1-2\nu} \delta_{ij} \varepsilon - \frac{1+\nu}{1-2\nu} \delta_{ij} \alpha \Delta T \Big).$$

На всех этапах решения должны выполняться уравнения равновесия:

$$\sigma_{ij,\ j} = 0. \tag{1}$$

Пусть изучаемый нами сегмент лазерного гироскопа занимает объем Vс границей S, в декартовой системе координат XYZ. Граница тела разбита на три части так, что $S = S_{\sigma} \cup S_{\mu} \cup S_{\sigma \mu}$.

три части так, что $S = S_{\sigma} \cup S_{u} \cup S_{\sigma u}$. На части S_{σ} границы S действуют поверхностные силы $\vec{P}_{n} = P_{n_{i}}\vec{k}_{i}$ (\vec{k}_{i} — ортонормированный базис):

$$\sigma_{ij}(x_1, x_2, x_3)n_j|_{S_{\sigma}} = P_{n_i}(x_1, x_2, x_3).$$
 (2)

На части S_u границы заданы перемещения $\vec{u}^* = u_i^* \vec{k}_i$:

$$u_i(x_1, x_2, x_3)|_{S_{ii}} = u_i^*(x_1, x_2, x_3).$$
 (3)

На части $S_{\sigma u}$ границы заданы по одной из компонент векторов \vec{P}_n и \vec{u}^* :

$$\sigma_{1j}(x_1, x_2, x_3)n_j|_{S_{\sigma u}} = P_{n_1}(x_1, x_2, x_3);$$

$$u_2(x_1, x_2, x_3)|_{S_{\sigma u}} = u_2^*(x_1, x_2, x_3).$$
(4)

Искомыми величинами являются три функции перемещения: $u_1(x_1, x_2, x_3), u_2(x_1, x_2, x_3), u_3(x_1, x_2, x_3)$.

Соотношения Коши, связывающие компоненты тензора деформаций и перемещения частиц,

имеют вид:
$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right).$$

Для расчета напряженно-деформированного состояния интересующего нас сегмента полупроводникового лазера, необходимо найти распределение температур в окрестности сварного ввода изучаемого объекта. При определении оценок будем полагать, что свойства элементов гироскопа однородны, изотропны и зависят только от температуры. Общее уравнение теплопроводности имеет вид:

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial \tau} = \lambda \sum_{i} \left[\frac{\partial^{2} T}{\partial x_{i}^{2}} \right] + Q, \tag{5}$$

где c = c(T) — удельная теплоемкость, Дж/(кг · K); $\rho = \rho(T)$ — плотность, кг/м³; $T = T(x_i, t)$ — температура тела в точке x_i в момент времени t; $\lambda = \lambda(T)$ — теплопроводность, $BT/(M \cdot K)$; $Q = Q(x_i, T)$ — ин-

тенсивность выделения теплоты источниками внутри тела, $Bт/м^3$, которая считается положительной, если теплота подводится к телу. В начальный момент в области V задано начальное распределение температуры $T(x_i, 0) = T_0(x_i)$.

На границе $S = L_1 \cup L_2 \cup L_3$ могут быть заданы следующие условия теплообмена с окружающей средой:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial \vec{n}} \Big|_{L_{1}} = q;$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial \vec{n}} \Big|_{L_{2}} = \psi(T - T_{cp});$$

$$T|_{L_{3}} = T_{rp},$$
(6)

т. е. на части L_3 границы может быть задана постоянная температура $T_{\rm rp}$, а на оставшейся части — конвективный теплообмен $\psi(T-T_{\rm cp})$ или тепловой поток интенсивностью q, ${\rm Bt/m^2}$. Конвективный теплообмен характеризуется коэффициентом теплообмена ψ , ${\rm Bt/(m^2 \cdot K)}$, и температурой $T_{\rm cp}$ окружающей среды.

После соответствующих подстановок задача сводится к отысканию решения уравнений (1) и (5) с граничными условиями (2)—(4) и (6), которые обычно решают во взаимосвязанной последовательности [2].

Расчеты выполнялись с помощью вычислительного комплекса SPLEN (www.kommek.ru).

Имитационное моделирование и обсуждение результатов

Как показывает компьютерное моделирование, при охлаждении конструкции до нормальной температуры напряжения в алюминиевом электроде многократно превышают предел текучести алюминия при соответствующей температуре. Описанный в работах [3, 4] алгоритм расчета термоупругопластических деформаций неприменим в области развитой пластичности, но позволяет определить условия, при которых деформации остаются упругими. Поэтому для расчета воспользуемся пошаговой методикой, как это делалось в работах [2, 5, 6].

В интервале температур от —60 до 600 °С выберем 12 равномерно распределенных контрольных значений. Последовательно для каждого значения температуры определим температурный интервал, для которого деформации электрода остаются упругими. Предполагая, что сварка произошла при данной температуре и при ней в конструкции отсутствуют внутренние напряжения и нижняя поверхность подложки плоская, определим прогиб *W* для предельных значений интервала температур. Ввиду малости конструкции неоднородностью

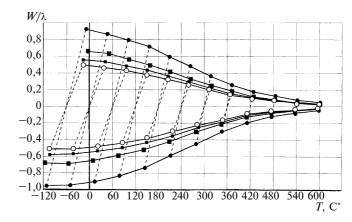


Рис. 2. Зависимости относительного прогиба W/λ от температуры T при толщине компенсатора $h_2=0$ (\bullet); 0,5 (\blacksquare); 1,0 (\bigcirc); 1,5; 2,0; 2,5 мм (\blacksquare)

начального температурного поля и неравномерностью охлаждения пренебрегаем. Зависимости показателей свойств алюминия от температуры взяты из работы [7].

На рис. 2 приведены результаты расчетов для конструкции с разной толщиной компенсатора. Вместо прогиба указано отношение W/λ , где $\lambda = 0.628$ — длина волны лазера.

Огибающая значений предельного прогиба показывает, как будет меняться прогиб при охлаждении (нижняя линия) и при нагревании (верхняя линия) в режиме активного нагружения. При разгрузке прогиб меняется по одной из наклонных (штриховых) прямых. Самая широкая область на рис. 2, а значит и самые большие деформации нижней поверхности подложки соответствуют конструкции без компенсатора. С увеличением толщины компенсатора область сначала сужается ($h_2 = 0.5$; 1.0 мм), а затем, несколько увеличившись, стабилизируется ($h_2 = 1.5$; 2.0; 2.5 мм). При нормальной температуре и при наилучшем из рассмотренных случаев ($h_2 = 1.0$ мм) прогиб подложки составляет около половины длины волны лазера.

Можно отметить следующие особенности протекания процесса перехода алюминиевого электрода в пластическое состояние. Нагревание конструкции от текущего контрольного значения температуры приводит к появлению пластических зон при меньшем отклонении температуры, чем при охлаждении. С увеличением контрольного значения температуры температурный интервал упругих деформаций сужается, асимметричность интервала уменьшается, а самому процессу перехода шайбы в полностью пластическое состояние соответствует все меньший интервал температур.

При этом пластическая зона начинает развиваться с нижнего внешнего контура шайбы в области сцепления с подложкой. Компенсатор увеличивает температурный интервал упругих деформативает температурный интервал упругитурный интерватурный интервал упр

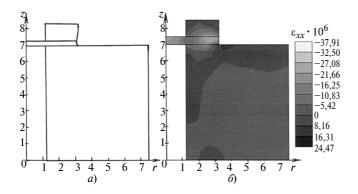


Рис. 3. Относительные перемещения конструкции при охлаждении (a) и радиальная компонента деформаций (δ)

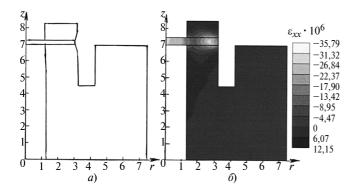


Рис. 4. Относительные перемещения конструкции с проточкой при охлаждении (a) и радиальная компонента деформаций (δ)

ций. Однако сам процесс перехода к полностью пластическому состоянию происходит на меньшем интервале температур.

Анализируя рис. 2, можно предложить метод получения конструкции с недеформированной нижней поверхностью подложки при заданной температуре. Нужно охладить конструкцию ниже заданной температуры так, чтобы при последующем нагреве и разгрузке электрода прогиб подложки менялся по наклонной линии, проходящей через заданную температуру. Например, для получения конструкции с толщиной компенсатора 1,0 мм и недеформированной нижней поверхностью подложки при T = 20 °C сразу после сварки ее нужно охладить до -21 °C, а затем нагреть до 20 °C. Этот эффект был подтвержден экспериментально в накомплексе НПК-470 учно-производственном НИИ "Полюс".

Однако из-за крутизны прямой, по которой происходит разгрузка, такое состояние будет неустойчивым при колебаниях температуры практически независимо от толщины компенсатора. Колебания температуры вызваны тем, что под-

ложка крепится на корпус прибора оператором, который, разглаживая руками поверхности соединяемых элементов конструкции, обеспечивает оптимальное их прилегание. Температура рук непостоянна, и отклонение от 20 °С может достигать 17 °С. В сочетании с неоднородностью реального температурного поля, которая не учитывалась в модели, это может привести к существенным деформациям нижней поверхности подложки.

Можно предложить другой способ уменьшения изгиба нижней поверхности подложки. На рис. 3 показаны перемещения конструкции при охлаждении и соответствующее поле радиальной компоненты деформаций. При охлаждении шайба сжимается, увлекая за собой верхнюю часть подложки, что приводит к деформации и нижней части.

Если локализовать радиальные деформации с помощью проточки вокруг электрода, можно ожидать уменьшения вовлекаемой в деформацию области подложки и, соответственно, изгиба нижней поверхности подложки. На рис. 4 представлены ре-

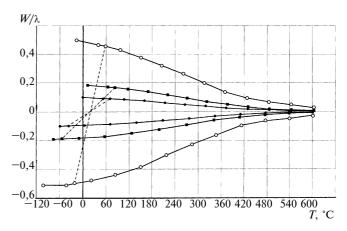


Рис. 5. Зависимости относительного прогиба подложки без проточки при $h_2=1,0$ мм (\bigcirc) и с проточкой при $h_2=0$ (\blacksquare) и 1,0 мм (\bullet) от температуры T

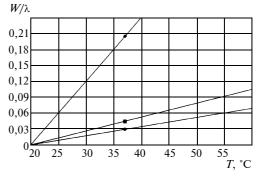


Рис. 6. Зависимости относительного прогиба подложки без проточки при $h_2=1,0$ мм (\spadesuit) и с проточкой при $h_2=0$ (\blacksquare) и 1,0 мм (\spadesuit) от температуры T последующего нагрева

Относительный прогиб подложки при охлаждении от 600 до 20 °C

Тощина компенсатора, мм	Глубина проточки, мм	<i>W</i> /λ	W_0/W
0	0	-0,89441	1,0
1,0	0	-0,48123	1,858592
0	2,5	-0,18092	4,943677
1,0	2,5	-0,09548	9,367512

зультаты расчета конструкции с проточкой. Расчет нескольких вариантов показал, что ширина проточки не имеет существенного значения, а достаточная для локализации деформации глубина проточки составляет 2,5 мм. По зависимостям на рис. 5 можно сравнить прогиб подложки с проточкой и без нее.

На рис. 5 штриховыми линиями показаны траектории прогиба нижней поверхности подложки при разгрузке электрода в окрестности точки с $T=20~^{\circ}\mathrm{C}$. Видно, что проточка существенно снижает крутизну этих траекторий, это позволяет применить предложенный выше метод "переохлаждения". Однако температура охлаждения должна быть ниже: $-37~^{\circ}\mathrm{C}$ при $h_2=1,0$ мм и $-54~^{\circ}\mathrm{C}$ при $h_2=0$. Таким образом, компенсатор позволяет уменьшить охлаждение конструкции на $17~^{\circ}\mathrm{C}$.

На рис. 6 показаны траектории прогиба подложки при нагреве от 20 °C в состоянии разгрузки электрода. Прогиб подложки без проточки уже при T=28 °C преодолевает рубеж в 0,1 длины волны лазера, в то время как прогиб подложки с проточкой гарантированно составляет сотые доли λ при $T \le 50$ °C.

В таблице подведены итоги рассмотрения поставленной задачи. Наилучшим вариантом является сочетание компенсатора толщиной $h_2=1,0$ мм и проточки вокруг электрода глубиной 2,5 мм. Этот вариант позволяет уменьшить прогиб нижней поверхности подложки в ≈ 9 раз по сравнению с конструкцией без компенсатора и в ≈ 5 раз по сравнению с тем случаем, когда есть компенсатор, но нет проточки. В результате в этом варианте изгиб нижней поверхности подложки составил $\approx 0,1$ длины волны лазера.

Проведенные в НПК-470 НИИ "Полюс" эксперименты по измерению кривизны поверхности оптического контакта в широком диапазоне температур с помощью лазерного интерферометра подтвердили эффективность предложенных рекомендаций и высокую степень достоверности полученных результатов. Среднее статистическое отклонение экспериментальных данных от рас-

четных не превысило 25 % при погрешности измерений кривизны, равной 15 %.

Заключение

Анализ результатов моделирования температурного напряженно-деформированного состояния в окрестности электрического ввода кольцевого лазера типа ЗЛК-16 позволил выявить температурные зависимости нежелательных деформаций, возникающих при высокотемпературном соединении оптических деталей из металлов с низким пределом текучести, а также при эксплуатации сварного ввода газового лазера.

В результате проведенных исследований предложена новая технологическая операция охлаждения части конструкции лазера, находящейся в состоянии активного температурного пластического нагружения, до температуры, меньшей требуемой, с последующим нагревом до номинальной температуры оптического контакта, что позволило обеспечить его высокую надежность. Кроме того, предложен способ локализации деформаций путем выполнения проточки вокруг зоны приварки алюминиевого электрода. Даны конкретные рекомендации по выбору размеров проточки, которые зависят от соотношений размеров сварной конструкции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Метелкин И. И., Павлова М. А., Поздеева Н. В.** Сварка керамики с металлами. М.: Металлургия, 1977. 160 с.
- 2. **Чумаченко Е. Н., Логашина И. В.** Математическое моделирование и оптимизация процессов деформирования материалов при обработке давлением. М.: Интермет Инжиниринг, 2008. 380 с.
- 3. **Метод конечных** элементов в стационарной задаче термоупругости / А. Н. Подгорный, П. П. Гонтаровский, Г. А. Марченко, О. М. Печерская. Харьков: 1980.
- 4. **Чумаченко Е. Н., Печенкин Д. В.** Моделирование и расчет термоупругопластических деформаций при анализе локально изотропных конструкций. М.: МИЭМ, 2000. 183 с.
- 5. **Чумаченко Е. Н.** Компьютерное моделирование и оптимизация процессов штамповки изделий из алюминиевых и титановых сплавов с использованием эффекта сверхпластичности // Вестник машиностроения. 2008. \mathbb{N}_2 5. С. 55—60.
- 6. **Чумаченко Е. Н., Смирнов О. М., Цепин М. А.** Сверхпластичность: материалы, теория, технологии. М.: КомКнига, 2005. 320 с.
- 7. **Структура** и свойства металлов и сплавов. Механические свойства металлов и сплавов. Справочник / Л. В. Тихонов, В. А. Кононенко, Г. И. Прокопенко, В. А. Рафаловский. Киев: Наукова думка, 1986. 568 с.

А. Д. НАЗАРОВ, д-р техн. наук (г. Мемфис, США)

Теоретические основы уравновешивания V-образных восьмицилиндровых двигателей и обеспечения возможности балансировки коленчатого вала

Выведены формулы для расчета массогеометрических параметров (МГП) противовесов и возможности балансировки коленчатого вала и вала в сборе двигателей V-8. Показано, что МГП противовесов при проектировании двигателей V-8 необходимо рассчитывать с учетом суммарной неуравновешенной массы деталей кривошипно-шатунного механизма по предложенным формулам. В этом случае обеспечиваются уравновешенность двигателей V-8, возможность балансировки указанных сборочных единиц, устраняются упомянутые отрицательные явления.

Ключевые слова: двигатели V-8, коленчатый вал, уравновешивание, балансировка.

The formulae for calculation of mass-geometrical parameters (MGP) of the counterweights have been derived and balancing possibilities of the crankshaft itself and of that ready-mounted of V-8 engines have been considered. It was shown that MGP of counterweights at design of the V-8 engines should be calculated using the formulae being proposed subject to sum unbalanced mass of crank mechanism details. That provides the V-8 engines steadiness, possibility of balancing of subunits mentioned above, and elimination of other negative effects.

Keywords: V-8 engines, crankshaft, counterbalancing, balancing.

В настоящее время на автомобилях, тракторах, сельскохозяйственных и других мобильных машинах чаще всего устанавливают V-образные восьмицилиндровые двигатели с углом развала цилиндров 90°. Это объясняется тем, что указанные двигатели имеют оптимальную конструкцию, по их расчету, конструированию, технологии изготовления и ремонта, исследованию и эксплуатации накоплен огромный производственный, научный и статистический материал. Однако вопросы обеспечения фактической уравновешенности автотракторных двигателей V-8 и балансировки их коленчатого вала и вала в сборе с маховиком и сцеплением в условиях производства и ремонта изучены недостаточно. При прочих неизменных факторах от теоретически и технически обоснованного решения этих вопросов зависят надежность и безотказная работа, вибрации и уровень шума новых и прошедших капитальный ремонт двигателей. Поэтому разработка теоретических основ и способов обеспечения фактической уравновешенности двигателей при их проектировании, производстве и ремонте имеют большое научное и практическое значение.

На каждую шатунную шейку коленчатого вала (КВ) двигателей V-8 действует сумма сил инерции

первого порядка поступательно движущихся и центробежных сил инерции вращающихся деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ), которую при проектировании и расчете двигателей определяют по формуле

$$R_{\rm o} = r\omega^2 (m_j + 2m_R + m_{\rm K} + 2k_{\rm p}m_{\rm p} + k_{\rm M}m_{\rm M}),$$

где r — радиус кривошипа; ω — угловая скорость коленчатого вала; m_j и m_R — номинальная масса поступательно движущихся и вращающихся деталей КШП, предусмотренных для установки в двигатели при проектировании; $m_{\rm K}$ —масса неуравновешенных частей вала; $k_{\rm p}$ и $k_{\rm M}$ — постоянные конструктивные [1] коэффициенты; $m_{\rm p}$ — масса пробки грязесборника в шатунных шейках КВ; $m_{\rm M}$ — масса смазочного масла в полости шатунных шеек КВ работающего двигателя.

Наличие силы $R_{\rm o}$ вызывает свободный суммарный неуравновешенный момент $M_{R_{\rm o}}$, действующий в двигателе. Его значение и угол $\alpha_{R_{\rm o}}$ действия (рис. 1) можно рассчитать по формулам:

$$M_{R_o} = (M_{R_o^B}^2 + M_{R_o^\Gamma}^2)^{0.5}; \operatorname{tg} \alpha_{R_o} = M_{R_o^B} M_{R_o^\Gamma}^{-1}, (1)$$

где $M_{R_0\mathrm{B}}$ и $M_{R_0\mathrm{\Gamma}}$ — вертикальная и горизонтальная составляющие момента M_{R_0} .

Моменты M_{R_0} в, M_{R_0} г располагаются в плоскостях 1-го и 4-го, 2-го и 3-го кривошипов КВ соответственно и определяются по формулам:

$$M_{R_{\alpha}B} = rl_2\omega^2(m_j + 2m_R + m_K + 2k_pm_p + k_Mm_M);$$
 (2)

$$M_{R_0\Gamma} = 3rl_2\omega^2(m_j + 2m_R + m_K + 2k_pm_p + k_Mm_M).$$
 (3)

С учетом уравнений (2) и (3) из зависимостей (1) получим:

$$M_{R_0} = 3,162 r l_2 \omega^2 (m_j + 2m_R + m_K + 2k_p m_p + k_M m_M);$$
 (4)
 $tg \alpha_{R_0} = 1/3 = 0,333.$

Откуда имеем: $\alpha_{R_0} = 18^{\circ} \ 26'$.

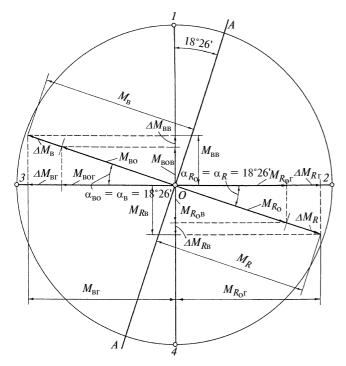


Рис. 1. Схемы образования и расположения создаваемых МГП противовесов КВ суммарного момента центробежных сил инерции для общего случая и действующего в двигателях V-8 свободного СНМ, соответствующих номинальной массе деталей КШМ, предусмотренных для установки в них при их проектировании, а также дополнительного свободного СНМ и компенсирующего его приращения указанного момента центробежных сил инерции:

 $1 \div \bar{4}$ — кривошипы КВ; A—A — плоскость действия моментов $M_{R_{\sim}}$, ΔM_R и M_R

Следовательно, момент M_{R_0} действует в плоскости, опережающей плоскость 1-го кривошипа на $18^{\circ}~26'$, вращается вместе с KB и при неизменной частоте его вращения имеет постоянное значение. Он нарушает уравновешенность новых и прошедших капитальный ремонт двигателей V-8.

Сравнение значений $M_{R_0\mathrm{B}}$ и $M_{R_0\Gamma}$, рассчитанных по формулам (3) и (4), показывает, что для них справедливо равенство $M_{R_0\Gamma}=3\,M_{R_0\mathrm{B}}$.

Момент M_R уравновешивают установкой противовесов на продолжении отдельных или всех щек КВ. При определении числа, схемы размещения, конфигурации и массогеометрических параметров (МГП) противовесов необходимо руководствоваться тем, что они не только уравновешивают двигатель, но и при высверливании из них неуравновешенных масс, вызывающих дисбалансы в обеих плоскостях коррекции КВ и вала в сборе с маховиком и сцеплением, балансируют эти сборочные елиницы.

Равнодействующий момент $M_{\rm BO}$ центробежных сил инерции от МГП противовесов KB зависит от

их числа и схемы размещения, способа уравновешивания двигателя при проектировании. Он уравновешивает момент M_R . Вектор момента $M_{\rm BO}$ определяется как сумма векторов моментов $M_{\rm O}i$ центробежных сил инерции от МГП противовесов, в общем случае находящихся на продолжении i-й и (9-i)-й щек КВ. Вертикальную $M_{\rm BOB}$ и горизонтальную $M_{\rm BOF}$ составляющие анализируемого момента (см. рис. 1) в общем случае вычисляют по формулам:

$$M_{\text{BOB}} = \sum_{1}^{q_{\Pi}} M_{\text{O}i\text{B}}; \quad M_{\text{BO}\Gamma} = \sum_{1}^{q_{\Pi}} M_{\text{O}i\Gamma},$$
 (5)

где $q_{\Pi}=0.5q_{\rm B}$ (здесь $q_{\rm B}$ — число противовесов KB); $M_{\rm OiB}$ и $M_{\rm Oir}$ — вертикальная и горизонтальная составляющие i-го момента центробежных сил инерции, возникающего при наличии противовесов на продолжении i-й и (9 — i)-й щек KB.

Коленчатые валы двигателей V-8 имеют восемь щек. Поэтому максимально возможные значения $q_{\rm B}=8$ и $q_{\rm \Pi}=4$. Тогда наибольшее число моментов $M_{\rm oi}=4$ (противовесы расположены на продолжении всех щек коленчатого вала), а наименьшее — 1 (противовесы размещены на продолжении крайних щек вала).

Принимая во внимание формулы (5), значения момента $M_{\rm BO}$ и угла $\alpha_{\rm BO}$ его действия определяют по зависимостям:

$$M_{\text{BO}} = \left[\left(\sum_{1}^{q_{\text{II}}} M_{\text{O}i\text{B}} \right)^{2} + \left(\sum_{1}^{q_{\text{II}}} M_{\text{O}i\text{\Gamma}} \right)^{2} \right]^{0,5};$$

$$tg\alpha_{\text{BO}} = \left(\sum_{1}^{q_{\text{II}}} M_{\text{O}i\text{B}} \right) \left(\sum_{1}^{q_{\text{II}}} M_{\text{O}i\text{\Gamma}} \right)^{-1}.$$
(6)

При проектировании и изготовлении двигателей V-8 и их KB необходимо соблюдать условия:

$$\alpha_{0i} = \alpha_0(9-i); \ \beta_{0j} = \beta_0(9-j);$$
 (7)

$$\overline{P}_{\text{BO}} = \sum_{1}^{q_{\Pi}} \overline{P}_{\text{BO}i} = 0; \tag{8}$$

$$\overline{P}_{R_{o}} = \sum_{1}^{q_{III}} \overline{R}_{o} = 0; \ \overline{P}_{BO} = -\overline{P}_{R_{o}};$$

$$\overline{M}_{BO} = -\overline{M}_{R_{o}};$$
(9)

$$\alpha_{BO} = \alpha_{R_O} = 18^{\circ} \ 26',$$
 (10)

где α_{0i} и $\alpha_{0(9-i)}$ — углы между плоскостями противовесов, расположенных на продолжении i-й и (9-i)-й щек, и 1-го и 4-го кривошипов KB, установленные при проектировании двигателей;

 eta_{0j} и $eta_{0(9-j)}$ — углы между плоскостями противовесов, расположенных на продолжении j-й и (9-j)-й щек, и 2-го и 3-го кривошипов KB, определенные при проектировании двигателей; P_{BO} — суммарная центробежная сила инерции от МГП противовесов, действующая на коленчатый вал; $P_{\mathrm{BO}i}$ — центробежная сила инерции, вызываемая МГП расположенного на продолжении i-й щеки KB противовеса и действующая на вал в плоскости этого противовеса; P_{R_0} — суммарная сила, определяемая как геометрическая сумма сил R_0 и действующая на KB; q_{III} — число шатунных шеек KB (для двигателей V-8 имеем q_{III} = 4).

Центробежная сила инерции: $P_{\text{во}i} = \omega^2 m_{\text{в}i} \rho_i$, где $m_{\text{в}i}$ — масса противовеса, находящегося на продолжении i-й щеки KB, определенная при проектировании двигателей; ρ_i — расстояние от оси вращения до центра тяжести массы $m_{\text{в}i}$, определенное при проектировании двигателей и их KB.

Следует отметить, что соблюдение требований (9) и (10) в общем случае может не обеспечить выполнения условий (8). Для удовлетворения необходимо наличие соотношений:

$$m_{\text{B}i} = m_{\text{B}(9-i)}; \ \rho_i = \rho_{(9-i)};$$
 (11)

$$m_{\rm B}i\rho_i = m_{\rm B}(9-i)\rho(9-i).$$
 (12)

В процессе проектирования и изготовления двигателей V-8 и их KB нужно добиваться обеспечения равенств (11). В этом случае идентичными будут не только МГП противовесов, находящихся на продолжении i-й и (9 - i)-й щек KB, но и их конфигурации. Тогда возможность балансировки КВ и вала в сборе с маховиком и сцеплением путем высверливания из соответствующих противовесов неуравновешенных масс, вызывающих дисбалансы этих сборочных единиц, будет одинаковой для обеих их плоскостей коррекции. Уравновешенность двигателей V-8 обеспечивается и при соблюдении требования (12). В данном случае упомянутая вероятность может оказаться разной для каждой из плоскостей коррекции рассматриваемых сборочных единиц. Такое положение может привести к снижению точности балансировки КВ и вала в сборе.

На основании соотношений $(5) \div (7)$, (11) и (12) получены формулы для расчета вертикальной и горизонтальной составляющих и суммарного момента центробежных сил инерции от МГП противовесов KB, а также угла его действия:

$$M_{BOB} = m_{B1}\rho_{1}\omega^{2} \times \left(\sum_{1}^{q_{p}} k_{(i-1)}l_{Bi}\cos\alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{p}} k_{(j-1)}l_{Bj}\sin\beta_{j}\right); \qquad (13)$$

$$M_{BO\Gamma} = m_{B1}\rho_{1}\omega^{2} \left(\sum_{1}^{q_{p}} k_{(i-1)}l_{Bi}\cos\alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{p}} k_{(j-1)}l_{Bj}\sin\beta_{j}\right);$$

$$M_{BO} = m_{B1}\rho_{1}\omega^{2} \left[\left(\sum_{1}^{q_{p}} k_{(i-1)}l_{Bi}\cos\alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{p}} k_{(j-1)}l_{Bj}\sin\beta_{j}\right)^{2} + \left(\sum_{1}^{q_{p}} k_{(i-1)}l_{Bi}\sin\alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{p}} k_{(j-1)}l_{Bj}\cos\beta_{j}\right)^{2}\right]^{0.5}; \qquad (14)$$

$$tg\alpha_{BO} = \left(\sum_{1}^{q_{p}} k_{(i-1)}l_{Bi}\cos\alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{p}} k_{(j-1)}l_{Bj}\sin\beta_{j}\right) \times \left(\sum_{1}^{q_{p}} k_{(i-1)}l_{Bi}\sin\alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{p}} k_{(j-1)}l_{Bj}\cos\beta_{j}\right)^{-1},$$

где $m_{\rm B1}$ и ρ_1 — масса противовеса, расположенного на продолжении 1-й щеки KB, и расстояние от центра тяжести этой массы до оси вращения, определенные при проектировании двигателя; $q_{\rm p}=0.25q_{\rm B}$; $k_{(i-1)}$ и $k_{(j-1)}$ — постоянные конструктивные параметры (коэффициенты); $l_{\rm Bi}$ — расстояние между противовесами, расположенными на продолжении i-й и (9-i)-й щек KB; $l_{\rm Bj}$ — расстояние между противовесами, находящимися на продолжении j-й и (9-j)-й щек KB.

Значения указанных параметров:

$$k_{(i-1)} = k_{(8-i)}; \quad k_{(j-1)} = k_{(8-j)}; k_i = m_{B(i+1)}\rho_{(i+1)}/(m_{B1}\rho_1); k_j = m_{B(j+1)}\rho_{(j+1)}/(m_{B1}\rho_1).$$
 (15)

Условие (10) удовлетворяется при равенстве

$$\frac{q_{p}}{\sum k_{(i-1)}l_{Bi}\sin\alpha_{i}} + \frac{q_{p}}{\sum k_{(j-1)}l_{Bj}\cos\beta_{j}} = 3\left(\sum_{1}^{q_{p}}k_{(i-1)}l_{Bi}\cos\alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{p}}k_{(j-1)}l_{Bj}\sin\beta_{j}\right).$$

С учетом зависимостей (4) и (14) из соотношения (9) получим:

$$m_{\rm B1} = 3,162r\rho_1^{-1} (m_j + 2m_R + m_K + 2k_{\rm p}m_{\rm p} + k_{\rm m}m_{\rm m}) \left[\left(\sum_{i=1}^{q_{\rm p}} c_i \cos\alpha_i + \sum_{i=1}^{q_{\rm p}} c_j \sin\beta_i \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^{q_{\rm p}} c_i \sin\alpha_i + \sum_{i=1}^{q_{\rm p}} c_j \cos\beta_i \right)^2 \right]^{-0.5},$$
(16)

где c_i и c_j — постоянные конструктивные параметры, которые определяются по формулам:

$$c_i = k_{(i-1)} l_{Bi} l_2^{-1}; c_i = k_{(i-1)} l_{Bi} l_2^{-1}.$$
 (17)

Принимая во внимание формулы (15) и (16), массу противовеса, находящегося на продолжении (i+1)-й щеки KB, вычисляют по формуле

$$m_{B(i+1)} = 3,162k_{i}r\rho_{(i+1)}^{-1}(m_{j} + 2m_{R} + m_{K} + 2k_{p}m_{p} + k_{M}m_{M})\left[\left(\sum_{1}^{q_{p}}c_{i}\cos\alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{p}}c_{j}\sin\beta_{j}\right)^{2} + \left(\sum_{1}^{q_{p}}c_{i}\sin\alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{p}}c_{j}\cos\beta_{j}\right)^{2}\right]^{-0.5}.$$
(18)

В случае теоретически и технически обоснованного расчета и проектирования, правильного изготовления двигателя МГП противовесов и размеры КВ остаются неизменными за весь жизненный цикл двигателя. Поэтому для конкретных моделей и конструкций двигателей значения углов α_i и β_i расположения противовесов, конструктивных параметров, входящих в выражения (16) ÷ (18), являются постоянными. Основываясь на изложенном,

введем обозначение:
$$a = \left[\left(\sum\limits_{1}^{q_{\mathrm{p}}} c_{i} \mathrm{cos} \alpha_{i} + + \sum\limits_{1}^{q_{\mathrm{p}}} c_{j} \mathrm{sin} \beta_{j}\right)^{2}\right]$$

$$+\sum_{i=1}^{q_{\mathrm{p}}}c_{i}\mathrm{sin}lpha_{i}+\sum_{i=1}^{q_{\mathrm{p}}}c_{j}\mathrm{cos}eta_{j}\Big)^{2}\Big]^{-0,5}$$
 , где a — безразмер-

ный постоянный конструктивный коэффициент.

С учетом равенства (13) зависимости (16) и (18) принимают вид:

$$\begin{split} m_{\rm B1} &= 3,162 a r \rho_1^{-1} (m_j + 2 m_R + m_{\rm K} + \\ &+ 2 k_{\rm p} m_{\rm p} + k_{\rm M} m_{\rm M}); \\ m_{\rm B(i+1)} &= 3,162 k_i a r \rho_{(i+1)}^{-1} (m_j + 2 m_R + m_{\rm K} + \\ &+ 2 k_{\rm p} m_{\rm p} + k_{\rm M} m_{\rm M}). \end{split}$$

До настоящего времени при проектировании и изготовлении автотракторных двигателей V-8 МГП противовесов определяют на основывании обеспечения условий (9) и (10), а также исходя из номинальной массы деталей КШМ, предусмотренных для установки в них. Такой подход не учитывает увеличения массы поршней, поршневых колец и шатунных вкладышей при переходе от их номинальных размеров к ремонтным, а также в случае конструктивного и технологического усовершенствования деталей КШМ. Автотракторные двигатели одной и той же конструкции и модели предприятия-изготовители выпускают десятилетиями. За это время их основные детали, в том числе КШМ, постоянно подвергаются конструктивным и технологическим усовершенствованиям: усиливаются поршни, шатуны, поршневые

пальцы, шатунные вкладыши и поршневые кольца; используются различные новые материалы, технологические процессы и способы упрочнения и повышения износостойкости рабочих поверхностей этих деталей, коренных и шатунных подшипников КВ; повышаются их прочности; снижаются монтажные, тепловые и рабочие деформации. В результате увеличиваются массы поршней, шатунов, поршневых пальцев, шатунных вкладышей и поршневых колец. При этом МГП противовесов и размеры КВ остаются неизменными, хотя на предприятиях-изготовителях непрерывно проводятся работы и по его конструктивному и технологическому усовершенствованию. Все это является причиной возникновения на оси каждой шатунной шейки KB двигателей V-8 суммарной неуравновешенной массы (СНМ) деталей КШМ $\Delta m_{\rm v}$. В общем случае при использовании в двигателях V-8 ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных деталей КШМ значение указанной массы определяют по формуле

$$\Delta m_{\rm y} = \Delta m_{\rm Kp}i + \Delta m_{\rm IIIp}i + \Delta m_{\rm II} + \Delta m_{\rm IIK} + \Delta m_{\rm III} + \Delta m_{\rm III} + \Delta m_{\rm III} + \Delta m_{\rm III} + \Delta m_{\rm III}$$
(19)

где $\Delta m_{\mathrm{кр}i}$ — разность суммарной массы поршня и комплекта поршневых колец *i*-го ремонтного и номинального размеров; $\Delta m_{\mathrm{шp}i}$ — неуравновешенная масса, появляющаяся на оси каждой шатунной шейки КВ при замене шатунных вкладышей номинального размера на *i*-й ремонтный [2]; $\Delta m_{\mathrm{п}}$, $\Delta m_{\mathrm{п}\mathrm{K}}$, комплекта поршневых колец, поршневого пальца, шатунных вкладышей, верхней и нижней головок шатуна до и после их усовершенствования.

Поршневые пальцы, шатунные вкладыши и поршневые кольца автотракторных двигателей имеют относительно небольшие размеры и высокую точность изготовления, поэтому усовершенствования этих деталей практически не влияют на их массу. При этом массы поршня и головок шатуна увеличиваются, а потому для дальнейших расчетов можно принять:

$$\Delta m_{\text{TII}} = 0; \ \Delta m_{\text{TIR}} = 0; \ \Delta m_{\text{TIK}} = 0.$$
 (20)

С учетом равенств (20) уравнение (19) принимает вид: $\Delta m_{\rm y} = \Delta m_{{\rm Kp}i} + \Delta m_{{\rm Шp}i} + \Delta m_{\Pi} + \Delta m_{{\rm Ш\Pi}} + 2\Delta m_{{\rm IIIK}}.$

Наличие $\Delta m_{\rm y}$ является причиной действующего в двигателях V-8 дополнительного свободного СНМ: $\Delta M_R = b\omega^2\Delta m_{\rm y}$, где $b=3,162rl_2$ — постоянный конструктивный параметр.

Следует отметить, что рассматриваемая СНМ возникает и в случае установки в двигатели V-8

только ремонтных деталей КШМ, предусмотренных при проектировании: $\Delta m_{\rm yk} = \Delta m_{\rm kp}i + \Delta m_{\rm шp}i$. Тогда упомянутый момент, действующий в капитально отремонтированных двигателях V-8: $\Delta M_{Rk} = b\omega^2\Delta m_{\rm vk}$.

Рассматриваемые дополнительные свободные СНМ нарушают уравновешенность, снижают ресурс двигателя и вероятность его безотказной работы, ухудшают виброакустические показатели новых и прошедших капитальный ремонт двигателей V-8, увеличивают параметры изнашивания и неравномерности износа коренных подшипников их КВ. Перечисленные недостатки имеют место и в капитально отремонтированных двигателях V-8, в которых устанавливают ремонтные детали КШМ, предусмотренные для использования в них при их проектировании. В этих двигателях действует момент ΔM_{R_K} . Он является одной из причин ухудшения показателей прошедших капитальный ремонт двигателей, которое усиливается при переходе от меньшего ремонтного размера поршней, поршневых колец и шатунных вкладышей к большему, когда происходит увеличение $\Delta m_{\rm VK}$ и, как следствие, рост $\Delta M_{R\kappa}$. Установка в двигатели V-8 ремонтных и усовершенствованных деталей КШМ затрудняет балансировку КВ и вала в сборе с маховиком и сцеплением в условиях производства и особенно при ремонте, а чаще всего делает выполнение данной операции практически невозможным. Это связано со следующими обстоятельствами.

При использовании в двигателях V-8 ремонтных и усовершенствованных деталей КШМ действительные значения МГП противовесов КВ становятся меньше их теоретических величин, определяемых по формулам:

$$m_{\rm BT1} = 3,162 a r \rho_{\rm T1}^{-1} (m_j + 2 m_R + m_{\rm K} + 2 k_{\rm D} m_{\rm D} + k_{\rm M} m_{\rm M} + \Delta m_{\rm V});$$
 (21)

$$m_{\text{BT}(i+1)} = 3,162k_{\text{T}i}ar\rho_{\text{T}(i+1)}^{-1} (m_j + 2m_R + m_K + 2k_{\text{p}}m_{\text{p}} + k_{\text{M}}m_{\text{M}} + \Delta m_{\text{V}}),$$
 (22)

где $m_{\rm BT1}$ и $m_{\rm BT(\it{i}+1)}$ — теоретическая масса противовеса, находящегося на продолжении 1-й и $(\it{i}+1)$ -й щек KB; $k_{\rm T\it{i}}$ — постоянный конструктивный коэффициент; $\rho_{\rm T\it{i}}$ и $\rho_{\rm T\it{i}(\it{i}+1)}$ — расстояние от оси вращения до центра тяжести масс $m_{\rm BT\it{i}}$ и $m_{\rm BT\it{i}(\it{i}+1)}$.

Конструктивный коэффициент определяют по формуле

$$k_{\text{T}i} = m_{\text{BT}(i+1)} \rho_{\text{T}(i+1)} / (m_{\text{BT}1} \rho_{\text{T}1}).$$
 (23)

Установлено, что значения k_i и k_{Ti} , соответствующие действительным и теоретическим значениям МГП противовесов КВ и вычисляемые по первому равенству соотношений (15) и формуле (23), практически не отличаются. Поэтому для дальнейших расчетов принимаем

$$k_{\mathrm{T}i} = k_i. \tag{24}$$

С учетом равенства (24) равенство (22) запишем в виде:

$$m_{\text{BT}(i+1)} = 3,162k_i ar \rho_{\text{T}(i+1)}^{-1} (m_j + 2m_R + m_K + 2k_p m_p + k_M m_M + \Delta m_V).$$
 (25)

Для действительных и теоретических значений МГП противовесов KB имеем:

$$m_{\text{BT}1}\rho_{\text{T}1} > m_{\text{B}1}\rho_{1}; m_{\text{BT}(i+1)}\rho_{\text{T}(i+1)} > m_{\text{B}(i+1)}\rho_{(i+1)}.$$
 (26)

Из-за наличия неравенств (26) в плоскости, проходящей через центр тяжести противовеса, расположенного на продолжении i-й щеки KB и перпендикулярной к оси вращения, появляется дисбаланс: $\Lambda_i = m_{\mathrm{B}i}\rho_i - m_{\mathrm{BT}i}\rho_{\mathrm{T}i}$.

Действительные значения МГП противовесов определяют исходя из материала и размеров каждого противовеса или по рабочему чертежу КВ, используя методику работы [3]. Наличие \mathcal{L}_i является причиной появления в плоскостях маховика и шкива КВ двигателей V-8 дисбалансов $\mathcal{L}_{\rm M}$ и $\mathcal{L}_{\rm III}$, величины которых зависят от способа уравновешивания двигателей и схемы размещения противовесов их КВ. В общем случае, когда двигатели V-8 уравновешивают установкой противовесов на продолжении отдельных или всех щек КВ, рассматриваемые дисбалансы определяются по формуле

$$\Pi_{M} = \Pi_{III} = \left[\left(\sum_{1}^{q_{II}} a_{i} \Pi_{i} \cos \alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{II}} a_{j} \Pi_{j} \sin \beta_{j} \right)^{2} + \left(\sum_{1}^{q_{II}} a_{i} \Pi_{i} \sin \alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{II}} a_{j} \Pi_{j} \cos \beta_{j} \right)^{2} \right]^{0.5},$$
(27)

где a_i и a_j — постоянные безразмерные коэффициенты; \mathcal{A}_j — дисбаланс, находящийся в плоскости, проходящей через центр тяжести расположенного на продолжении j-й шейки КВ и перпендикулярной к оси вращения, определяется подобно \mathcal{A}_i . Здесь $a_i=3+Ek_0$; $a_j=1+Ek_0$, где E=1 — для расстояний между i-м и (9-i)-м, j-м и (9-j)-м противовесами; E=-1 — для расстояний между (i+1)-м и (8-i)-м, (j+1)-м и (8-j)-м противовесами; k_0 — постоянный безразмерный коэффициент [1].

Дисбалансы $Д_i$ и J_j приводят к появлению суммарного момента дисбалансов двигателя, значение и угол действия которого определяют по формулам:

$$\mu_{\Pi} = \left[\left(\sum_{1}^{q_{\Pi}} \prod_{i} l_{Bi} \cos \alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{\Pi}} \prod_{j} l_{Bi} \sin \beta_{j} \right)^{2} + \left(\sum_{1}^{q_{\Pi}} \prod_{i} l_{Bi} \sin \alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{\Pi}} \prod_{j} l_{Bj} \cos \beta_{j} \right)^{2} \right]^{0.5};$$

$$tg\alpha_{\Pi} = \left(\sum_{1}^{q_{\Pi}} \prod_{i} l_{Bi} \cos \alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{\Pi}} \prod_{j} l_{Bi} \sin \beta_{j} \right) \times$$

$$\times \left(\sum_{1}^{q_{\Pi}} \prod_{i} l_{Bi} \sin \alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{\Pi}} \prod_{j} l_{Bj} \cos \beta_{j} \right)^{-1}.$$

$$(28)$$

Дисбалансы $Д_i$ и $Д_j$ можно определить как: $Д_i = m_{\text{вт}i} \rho_{\text{т}i} (k_{i\text{д}} - 1); \ J_j = m_{\text{вт}j} \rho_{\text{т}j} (k_{j\text{д}} - 1), \ \text{где } k_{i\text{д}}$ и $k_{j\text{д}}$ — конструктивные коэффициенты:

$$k_{iII} = m_{Bi} \rho_i / (m_{BTi} \rho_{Ti}); \quad k_{iII} = m_{Bi} \rho_i / (m_{BTi} \rho_{Ti}).$$
 (30)

С учетом равенств (30) формулы (27) \div (29) можно представить соответственно в виде:

$$\Pi_{M} = \Pi_{III} = m_{BT1} \rho_{T1} \left\{ \left[\sum_{1}^{q_{II}} a_{i}(k_{i,II} - 1) k_{T(i-1)} \cos \alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{II}} a_{j}(k_{j,II} - 1) k_{T(j-1)} \sin \beta_{j} \right]^{2} + \left[\sum_{1}^{q_{II}} a_{i}(k_{i,II} - 1) k_{T(i-1)} \sin \alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{II}} a_{j}(k_{j,II} - 1) k_{T(j-1)} \cos \beta_{j} \right]^{2} \right\}^{0.5};$$
(31)

$$\mu_{\Pi} = m_{\text{BT}1} \rho_{\text{T}1} \left\{ \left[\sum_{1}^{q_{\Pi}} (k_{i\Pi} - 1) k_{\text{T}(i-1)} l_{\text{B}i} \cos \alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{\Pi}} (k_{j\Pi} - 1) k_{\text{T}(j-1)} l_{\text{B}j} \sin \beta_{j} \right]^{2} + \left[\sum_{1}^{q_{\Pi}} (k_{i\Pi} - 1) k_{\text{T}(i-1)} l_{\text{B}i} \sin \alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{\Pi}} (k_{j\Pi} - 1) k_{\text{T}(j-1)} l_{\text{B}j} \cos \beta_{j} \right]^{2} \right\}^{0.5};$$
(32)

$$tg\alpha_{\mathbf{I}} = \begin{bmatrix} \frac{q_{\mathbf{I}}}{\sum} (k_{i\mathbf{I}} - 1)k_{\mathbf{I}(i-1)} l_{\mathbf{B}i} \cos \alpha_i + \sum_{i=1}^{q_{\mathbf{I}}} (k_{j\mathbf{I}} - 1) \times \mathbf{I}_{\mathbf{B}i} \cos \alpha_i \end{bmatrix}$$

$$\times k_{T(j-1)} l_{Bj} \sin \beta_{j} \left[\sum_{1}^{q_{\Pi}} (k_{i\Pi} - 1) k_{T(i-1)} l_{Bi} \sin \alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{\Pi}} (k_{j\Pi} - 1) k_{T(j-1)} l_{Bj} \cos \beta_{j} \right]^{-1},$$
(33)

где $k_{\mathrm{T}(i-1)}$ и $k_{\mathrm{T}(j-1)}$ — безразмерные конструктивные коэффициенты, равные соответственно: $k_{\mathrm{T}(i-1)} = m_{\mathrm{BT}i}\rho_{\mathrm{T}i}/(m_{\mathrm{BT}1}\rho_{\mathrm{T}1}); \ k_{\mathrm{T}(j-1)} = m_{\mathrm{BT}i}\rho_{\mathrm{T}j}/(m_{\mathrm{BT}1}\rho_{\mathrm{T}1}).$

Установлено, что для коэффициентов $k_{\text{T}(i-1)}$ и $k_{\text{T}(j-1)}$ по аналогии с равенством (24) справедливы отношения:

$$k_{T(i-1)} = k_{(i-1)}; \quad k_{T(j-1)} = k_{(j-1)}.$$
 (34)

Принимая во внимание равенства (34), из зависимостей (31) \div (33) окончательно получим:

$$\begin{split} & \coprod_{\mathbf{M}} = \coprod_{\mathbf{H}} = m_{\mathrm{BT}1} \rho_{\mathrm{T}1} \bigg\{ \begin{bmatrix} \frac{q_{\mathrm{T}}}{\sum} a_{i}(k_{i\mathrm{J}} - 1) k_{(i-1)} \mathrm{cos} \alpha_{i} + \\ + \sum_{1}^{q_{\mathrm{T}}} a_{j}(k_{j\mathrm{J}} - 1) k_{(j-1)} \mathrm{sin} \beta_{j} \end{bmatrix}^{2} + \begin{bmatrix} \frac{q_{\mathrm{T}}}{\sum} a_{i}(k_{i\mathrm{J}} - 1) \times \\ \times k_{(i-1)} \mathrm{sin} \alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{\mathrm{T}}} a_{j}(k_{j\mathrm{J}} - 1) k_{(j-1)} \mathrm{cos} \beta_{j} \end{bmatrix}^{2} \bigg\}^{0,5}; \\ & \mu_{\mathrm{J}} = m_{\mathrm{BT}1} \rho_{\mathrm{T}1} \bigg\{ \begin{bmatrix} \frac{q_{\mathrm{T}}}{\sum} (k_{i\mathrm{J}} - 1) k_{(j-1)} l_{\mathrm{B}i} \mathrm{cos} a_{i} + \\ + \sum_{1}^{q_{\mathrm{T}}} (k_{j\mathrm{J}} - 1) k_{(j-1)} l_{\mathrm{B}j} \mathrm{sin} \beta_{j} \end{bmatrix}^{2} + \begin{bmatrix} \frac{q_{\mathrm{T}}}{\sum} (k_{i\mathrm{J}} - 1) \times \\ \times k_{(i-1)} l_{\mathrm{B}i} \mathrm{sin} \alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{\mathrm{T}}} (k_{j\mathrm{J}} - 1) k_{(j-1)} l_{\mathrm{B}j} \mathrm{cos} \beta_{j} \end{bmatrix}^{2} \bigg\}^{0,5}; \\ & tg \alpha_{\mathrm{J}} = \begin{bmatrix} \frac{q_{\mathrm{T}}}{\sum} (k_{i\mathrm{J}} - 1) k_{(j-1)} l_{\mathrm{B}j} \mathrm{cos} \alpha_{i} + \\ + \sum_{1}^{q_{\mathrm{T}}} (k_{j\mathrm{J}} - 1) k_{(j-1)} l_{\mathrm{B}j} \mathrm{sin} \beta_{j} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sum_{1}^{q_{\mathrm{T}}} (k_{i\mathrm{J}} - 1) \times \\ \times k_{(i-1)} l_{\mathrm{B}i} \mathrm{sin} \alpha_{i} + \sum_{1}^{q_{\mathrm{T}}} (k_{j\mathrm{J}} - 1) k_{(j-1)} l_{\mathrm{B}j} \mathrm{cos} \beta_{j} \end{bmatrix}^{-1}. \end{split}$$

Значения $k_{(i-1)}$ и $k_{(j-1)}$ зависят от МГП противовесов КВ, определенных при проектировании двигателей. В связи с этим для конкретных моделей и конструкций двигателей они являются постоянными и не зависят от СНМ деталей КШМ. В общем случае значения рассматриваемых параметров

при проектировании и изготовлении автотракторных двигателей V-8 составляют [2]:

$$k_1 = 0.58 \div 0.71; k_2 = 0.56 \div 0.68;$$

 $k_3 = 0.23 \div 0.47.$ (35)

Противовесы, как было отмечено выше, не только уравновешивают двигатели, но при высверливании из них неуравновешенных масс, вызывающих дисбалансы в плоскостях коррекции КВ и вала в сборе, балансируют эти сборочные единицы в условиях производства и ремонта. Точность и возможность их балансировки определяются числом МГП, значениями углов сектора и размещения, а также взаимным расположением противовесов. В общем случае возможность балансировки КВ и вала в сборе оценивают параметрами:

$$P_{6M} = \left(\phi_{M1} + \sum_{j=1}^{q_{c}} \Delta \phi_{M(i+1)} + \sum_{j=1}^{q_{c}} \Delta \phi_{Mj}\right) / 360^{\circ}; \quad (36)$$

$$P_{\delta \text{III}} = \left(\phi_{\text{III}8} + \sum_{2}^{q_{\text{c}}} \Delta \phi_{\text{III}(8-i)} + \sum_{1}^{q_{\text{c}}} \Delta \phi_{\text{III}(9-j)}\right) / 360^{\circ}, (37)$$

где $P_{\rm 6M}$ и $P_{\rm 6M}$ — вероятность попадания неуравновешенных масс, вызывающих дисбалансы в плоскостях маховика и шкива КВ и вала в сборе, в сектор его противовесов; $\phi_{\rm M1}$ и $\phi_{\rm III8}$ — углы сектора противовесов, находящихся на продолжении 1-й и 8-й шек КВ; $q_{\rm c}=0.5q_{\rm B}-1$; $\Delta\phi_{\rm M(i+1)}$, $\Delta\phi_{\rm Mj}$, $\Delta\phi_{\rm III(8-i)}$ и $\Delta\phi_{\rm III(9-j)}$ — часть угла сектора противовесов, находящихся на продолжении (i+1)-й, j-й, (8-i)-й и (9-j)-й шек КВ, не перекрытая предыдущими противовесами (рис. 2).

Обозначим:

$$P_{M1} = \varphi_{M1}/360^{\circ}; \ P_{M(i+1)} = \Delta \varphi_{M(i+1)}/360^{\circ};$$

$$P_{Mj} = \Delta \varphi_{Mj}/360^{\circ};$$
(38)

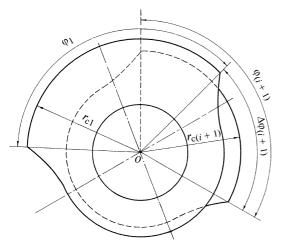


Рис. 2. Схема взаимного расположения противовесов KB автотракторных двигателей

$$P_{\text{III}8} = \varphi_{\text{III}8}/360^{\circ}; \ P_{\text{III}(8-i)} = \Delta\varphi_{\text{III}(8-i)}/360^{\circ};$$

$$P_{\text{III}(9-i)} = \Delta\varphi_{\text{III}(9-i)}/360^{\circ},$$
(39)

где $P_{\rm M1}$ и $P_{\rm III8}$ — вероятности попадания неуравновешенных масс, вызывающих дисбалансы в плоскостях маховика и шкива КВ в сектор противовесов, находящихся на продолжении его 1-й и 8-й щек; $P_{\rm M(i+1)}, P_{\rm Mj}, P_{\rm III(8-i)}$ и $P_{\rm III(9-j)}$ — вероятности попадания упомянутых масс в часть сектора соответствующих противовесов, не перекрытых предыдущими противовесами.

С учетом соотношений (38) и (39) формулы (36) и (37) принимают вид:

$$P_{\text{бм}} = P_{\text{M1}} + \sum_{2}^{q_{\text{c}}} P_{\text{M}(i+1)} + \sum_{1}^{q_{\text{c}}} P_{\text{M}j};$$

$$P_{\text{бш}} = P_{\text{III}8} + \sum_{2}^{q_{\text{c}}} P_{\text{III}(8-i)} + \sum_{1}^{q_{\text{c}}} P_{\text{III}(9-j)}.$$
(40)

С целью повышения точности и достижения одинаковой возможности балансировки в обеих плоскостях коррекции КВ и вала в сборе при проектировании и изготовлении двигателей V-8 необходимо добиваться соблюдения условий:

$$\phi_{M1} = \phi_{III8} = \phi_{1};
\Delta\phi_{M(i+1)} = \Delta\phi_{III(8-i)} = \Delta\phi_{(i+1)};
\Delta\phi_{Mj} = \Delta\phi_{III(9-j)} = \Delta\phi_{j}.$$
(41)

Принимая во внимание условия (41) из выражений (36) \div (40) получаем:

$$P_{6M} = P_{6III} = P_{6};$$

$$q_{c}$$

$$P_{\rm M1} = P_{\rm III1} = P_1; \ P_1 = \varphi_1/360^{\circ};$$
 (43)

$$P_{M(i+1)} = P_{III(8-i)} = P_{(i+1)};$$

$$P_{(i+1)} = \Delta \varphi_{(i+1)}/360^{\circ};$$
(44)

$$P_{\text{M}j} = P_{\text{III}(9-j)} = P_j; \ P_j = \Delta \varphi_j / 360^\circ;$$
 (45)

$$P_{6} = P_{1} + \sum_{2}^{q_{c}} P_{(i+1)} + \sum_{1}^{q_{c}} P_{j}.$$
 (46)

Следует особо подчеркнуть, что в настоящее время при проектировании и изготовлении двигателей V-8 и их KB противовесы последнего, находящиеся на продолжении i-й и (9-i)-й его щек (1-й и 4-й кривошипы), располагают в одной плоскости, а на продолжении j-й и (9-j)-й щек (2-й и 3-й кривошипы) — в другой. При этом имеют место соотношения:

$$\alpha_{0i} = \alpha_{0(i+1)} = \alpha_{0(8-i)} = \alpha_{0(9-i)};$$
 (47)

$$\beta_{0j} = \beta_{0(j+1)} = \beta_{0(8-j)} = \beta_{0(9-j)}; \tag{48}$$

$$\varphi_1 \geqslant \varphi_{(i+1)}; \, \Delta \varphi_{(9-i)} \geqslant \Delta \varphi_{(8-i)}; \tag{49}$$

$$\Delta \varphi_{(i+1)} = 0; \ \Delta \varphi_{(8-i)} = 0.$$
 (50)

В случае использования существующего метода определения и назначения рассматриваемых углов конфигурации противовесов, расположенных на продолжении 1-й и (8 - i)-й, (9 - j)-й и (8-j)-й щек KB получаются практически идентичными. Вследствие этого несколько упрощается технологический процесс изготовления КВ и его противовесов. С точки зрения возможности и точности балансировки КВ и вала в сборе при производстве и ремонте двигателей V-8 такой подход является необоснованным и ошибочным, что объясняется следующим. При наличии соотношений $(47) \div (50)$, как видно из формул $(42) \div (46)$, резко уменьшается вероятность попадания неуравновешенных масс, вызывающих дисбалансы в плоскостях коррекции указанных сборочных единиц, в сектор соответствующих противовесов и, как следствие, точность балансировки КВ и вала в сборе. При прочих неизменных факторах это является одной из основных причин низкой точности балансировки и повышенных дисбалансов упомянутых сборочных единиц и двигателей V-8 в условиях их производства и ремонта. Они влияют на основные качественные показатели новых и капитально отремонтированных двигателей V-8. Поэтому с целью повышения точности балансировки и уменьшения дисбалансов КВ и вала в сборе в указанных условиях при первоначальном проектировании двигателей V-8 необходимо добиваться, чтобы угол сектора противовесов и его часть, не перекрытая предыдущими противовесами, имели максимально возможные значения. При этом оптимальные значения должны иметь также и углы расположения противовесов КВ.

Анализ формул (36) ÷ (50) показывает, что точность и возможность балансировки в обеих плоскостях коррекции КВ и вала в сборе при производстве и ремонте двигателей V-8, характеризуемые вероятностью попадания неуравновешенных масс, вызывающих дисбалансы указанных сборочных единиц, в сектор противовесов, повышаются с увеличением числа последних, углов их сектора и не перекрытой предыдущими противовесами его части. Рост числа противовесов сопровождается увеличением массы КВ и длины картера двигателя. Поэтому МГП, угол сектора и число противовесов должны быть такими, чтобы обеспечить достаточную точность балансировки указанных сборочных

единиц в условиях производства и ремонта, оптимальные массу и длину картера двигателя.

Векторы дисбалансов $Д_i$ и J_j направлены в противоположную сторону от центра тяжести соответствующего противовеса. В связи с этим их нельзя устранить высверливанием из противовесов неуравновешенных масс, которые в данном случае находятся вне сектора противовесов. По этой же причине путем высверливания из соответствующих противовесов КВ неуравновешенных масс нельзя устранить и дисбалансы $J_{\rm M}$ и $J_{\rm III}$. Их можно устранить только при условиях:

$$m_{\text{B1}} \rho_1 \ge m_{\text{BT1}} \rho_{\text{T1}};$$
 $m_{\text{B}(i+1)} \rho_{(i+1)} \ge m_{\text{BT}(i+1)} \rho_{\text{T}(i+1)}.$ (51)

В случае использования существующего метода расчета, проектирования и производства автотракторных двигателей V-8, когда в них устанавливают ремонтные, конструктивно и технологически усовершенствованные детали КШМ, для МГП противовесов их КВ требования (51) не обеспечиваются. В данном случае для них имеют место соотношения (26). Следовательно, уже на стадии проектирования и производства двигателей V-8 закладывается невозможность балансировки их КВ и вала в сборе в условиях производства и ремонта, если в них используют ремонтные и усовершенствованные детали КШМ.

Для полного уравновешивания двигателей V-8 и обеспечения возможности балансировки KB и вала в сборе при их производстве и ремонте необходимо увеличить момент $M_{\rm BO}$ на $\Delta M_{\rm B}$ (см. рис. 1) или создать $\Delta M_{\rm B}$ и добиться соблюдения условий:

$$\Delta \overline{M}_R = -\Delta \overline{M}_{\rm B}; \ \overline{M}_R = -\overline{M}_{\rm B}; \tag{52}$$

$$\alpha_R = \alpha_{R_0} = \alpha_{B} = \alpha_{B0} = 18^{\circ} \ 26',$$
 (53)

где M_R — свободный СНМ в двигателях V-8 с ремонтными и усовершенствованными деталями КШМ [1]; $M_{\rm B}$ — момент $M_{\rm BO}$, увеличенный на $\Delta M_{\rm B}$; α_R и $\alpha_{\rm B}$ — углы действия моментов M_R , ΔM_R и $M_{\rm B}$, $\Delta M_{\rm B}$.

При наличии соотношений (53) имеют место равенства:

$$tg\alpha_R = tg\alpha_{R_0} = tg\alpha_B = tg\alpha_{BO} = 1/3.$$
 (54)

Для анализируемых моментов имеем (см. рис.1):

$$M_R = M_{R_0} + \Delta M_R; M_B = M_{BO} + \Delta M_B.$$
 (55)

С учетом равенств (54) для рассматриваемых моментов и их вертикальной и горизонтальной составляющих справедливы зависимости:

$$M_{\rm B} = (M_{\rm BB}^2 + M_{\rm B\Gamma}^2)^{0.5}; M_{\rm B\Gamma} = 3M_{\rm BB};$$
 (56)

$$\Delta M_{\rm B} = (\Delta M_{\rm BB}^2 + M_{\rm BF}^2)^{0.5}; \ \Delta M_{\rm BF} = 3\Delta M_{\rm BB};$$
 (57)

$$M_R = (M_{R_B}^2 + M_{R_\Gamma}^2)^{0.5}; M_{R_\Gamma} = 3M_{R_B};$$
 (58)

$$\Delta M_R = (\Delta M_{R_B}^2 + M_{R_\Gamma}^2)^{0.5}; \Delta M_{R_\Gamma} = 3\Delta M_{R_B}.$$
 (59)

Теоретическим анализом и специально проведенными экспериментальными исследованиями установлено, что увеличить суммарный момент M_{BO} на ΔM_{B} или создать ΔM_{B} и, как следствие, компенсировать $\Delta m_{
m V}$ и устранить ΔM_R можно путем изменения углов расположения и увеличения радиуса сектора противовесов, уменьшения МГП пробок грязесборника в шатунных шейках КВ, создания в плоскостях коррекции КВ в сборе с маховиком и сцеплением направленных дисбалансов. Каждый из этих способов имеет свои особенности и область применения, достоинства и недостатки и может быть использован в отдельности или в определенных сочетаниях с другими. Это зависит от конструктивных особенностей, материала, размеров, числа, схемы размещения и МГП противовесов КВ, конкретных условий и технических возможностей предприятий-изготовителей каждой модели и конструкции двигателей V-8. Разработка теоретических основ компенсации СНМ деталей КШМ и экспериментальное подтверждение возможности ее практического использования при производстве и ремонте двигателей V-8 применительно к каждому из перечисленных способов являются предметом отдельных исследований.

Все эти способы применимы в условиях производства и ремонта двигателей V-8, при проектировании и изготовлении которых МГП противовесов их КВ были определены исходя из номинальной массы деталей КШМ, предусмотренных для установки в них. Если при проектировании двигателей V-8 МГП противовесов их КВ определяют с учетом массы ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных деталей КШМ, основываясь на выражениях (35), (52) \div (59) и формулах (21) и (25), то отсутствуют СНМ Δm_y и неуравновешенный момент ΔM_R и имеют место соотношения (51). В данном случае обеспечиваются полная уравновешенность двигателей V-8 и возможность балансировки их KB и вала в сборе в условиях производства и ремонта.

Таким образом, выведены формулы для расчета МГП противовесов и возможности балансировки КВ и вала в сборе при производстве и ремонте двигателей V-8. Они справедливы для всех возможных сочетаний числа, схемы размещения, МГП и угла сектора противовесов КВ при использовании в двигателях V-8 деталей КШМ, предусмотренных при их проектировании, а также в случае установки в них ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных поршней, шатунов, поршневых колец и шатунных вкладышей. До настоящего времени МГП противовесов КВ при проектировании двигателей V-8 определяют исходя из номинальной массы предусмотренных для них деталей КШМ. При таком подходе установка в двигатели V-8 ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных поршней, шатунов, поршневых колец и шатунных вкладышей вызывает на оси каждой шатунной шейки коленчатого вала СНМ деталей КШМ и действующий в двигателях V-8 дополнительный свободный СНМ. Они нарушают уравновешенность и ухудшают основные качественные показатели новых и капитально отремонтированных двигателей, вызывают большие трудности в процессе балансировки КВ и вала в сборе в условиях производства и ремонта. Поэтому МГП противовесов КВ при проектировании двигателей V-8 необходимо рассчитывать с учетом СНМ деталей КШМ по предложенным формулам. В этом случае обеспечивается уравновешенность новых и прошедших капитальный ремонт двигателей V-8, возможность балансировки КВ и вала в сборе при их производстве и ремонте, полностью устраняются упомянутые недостатки. Все это необходимо учитывать при проектировании и производстве автотракторных двигателей V-8.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Назаров А. Д.** Повышение долговечности и улучшение виброакустических показателей двигателей // Вестник машиностроения. 2002. № 7. С. 7—11.
- 2. **Назаров А. Д.** Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование. М.: Машиностроение, 1992. 212 с.
- 3. **Назаров А. Д., Бабаев Б. А.** Определение массы и положения центра тяжести противовесов коленчатого вала V-образных восьмицилиндровых двигателей // Сб. науч. тр. ТСХИ. Т. 37. Вып. 4. "Повышение надежности и эксплуатационных показателей технических средств в сельском хозяйстве". Ашхабад: ТСХИ, 1994. С. 3—15.

Е. С. АСКАРОВ, канд. техн. наук (Казахский национальный ТУ им. К. Сатпаева, г. Алма-Ата)

Кинематический синтез передаточного шарнирного четырехзвенника с выполнением дополнительных условий

Приведена методика кинематического синтеза передаточного шарнирного четырехзвенника с обеспечением дополнительных условий — угла размаха коромысла, коэффициента неравномерности хода, углов передачи в крайних положениях, проворачиваемости механизма, пропорциональных ограничений длин звеньев.

Ключевые слова: передаточный шарнирный четырехзвенник, кинематический синтез, коэффициент неравномерности хода, угол передачи в крайних положениях, угол размаха коромысел.

A kinematic synthesis technique of a transfer swiveling four-link chain with execution of the subsidiary conditions, namely, scope angle of rocking arm, course irregularity coefficient, transmission angles in the extreme positions, mechanism's turning degree, and proportional limiting of the chain link length has been presented.

Keywords: transfer swiveling four-link chain, kinematic synthesis, course irregularity coefficient, transmission angle in the extreme positions, scope angle of rocking arm.

Шарнирный четырехзвенник, являясь простейшим рычажным механизмом, находит широкое применение в различных устройствах. Часто необходимо обеспечить движение коромысла по передаточному закону $\varphi = f(\psi)$ (где φ — угол поворота кривошипа; ψ — угол поворота коромысла). При этом нередко необходимо, чтобы выполнялись дополнительные условия, например, обеспечивался заданный угол ψ , коэффициент K неравномерности хода коромысел, определяемый отношением времени прямого хода к времени обратного хода, т. е. углом θ перекрытия; угол β передачи в крайних положениях коромысла и т. д. (рис. 1).

Предлагается простой и эффективный метод кинематического синтеза передаточного шарнирного четырехзвенника интерполяцией по четырем точкам передаточной функции, используя метод обращения движения [1]. Данный метод основан на простых геометрических построениях, которые, выразив аналитически, можно рассчитать на компьютере. Согласно этому методу, механизму сообщается вращательное движение центра кривошипа с угловой скоростью, равной скорости вращения кривошипа в противоположном направлении, вследствие чего кривошип останавливается, стойка механизма приходит в движение, в результате происходит преобразование положений механизма, связанное с обращением движения.

Сформулируем задачу синтеза шарнирного четырехзвенника. Дан ряд углов ϕ_i поворота кривошипа и ряд углов ψ_i поворота коромысла, которые определяют заданные положения этих звеньев. Требуется определить размеры звеньев механизма.

Для синтеза по четырем заданным положениям звеньев необходимо построить кривую \coprod_{1234} — геометрическое место центров переноса четырех точек на окружность (рис. 2), являющуюся аналогом кривой Бурместера, построение которой выполняется с использованием двух пар полюсов: S_{12} , S_{23} и S_{34} , S_{14} . Каждый полюс (S_{ij}) является вершиной равнобедренного треугольника $C_i S_{ii} C_i$ с углом $\varphi_{ii} = \varphi_i - \varphi_i$ при вершине S_{ii} , отсчитываемым от стороны C_iS_{ii} к стороне $C_i S_{ij}$ по направлению вращения кривошипа АВ в действительном движении. Точки кривой Ц₁₂₃₄ являются точками пересечения окружностей L_1 и L_2 , проходящих соответственно через полюсы S_{12} , S_{23} и S_{34} , S_{14} . Они должны иметь одинаковые центральные углы δ, опирающиеся на указанные полюсы, причем $\Delta F_1 S_{12} S_{23}$ и $\Delta F_2 S_{14} S_{34}$ должны быть не только подобными, но и сходными. Любая точка кривой \coprod_{1234} может быть центром переноса, например точка А. Выбрав местоположение точки A, перенесем относительно нее заданные положения точки C в действительном движении C_i $(i = 1 \div 4)$ на соответствующие углы $(-\phi_i)$ в положения обращенного движения C_{0i} . Определим местоположение центра окружности, проходящей через положения C_{0i} , которое определяет положение шарнира В. Полученные местоположения шарнирных точек A, B, C и D определяют начальное положение механизма АВСО и размеры его звеньев.

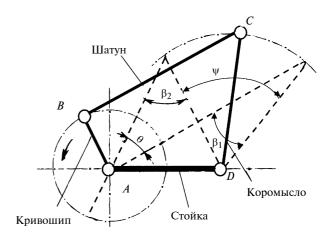


Рис. 1

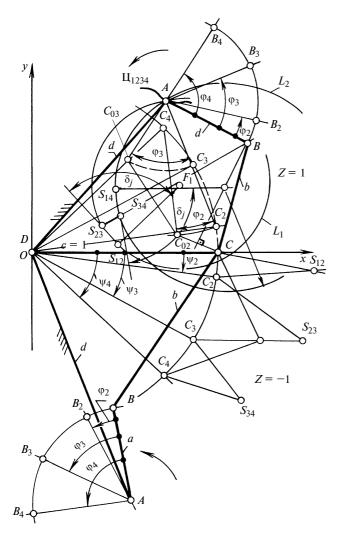


Рис. 2

Аналитический синтез [2]. Исходные данные: $\phi_1 \div \phi_4$ — углы поворота кривошипа AB (см. рис. 2), $\psi_1 \div \psi_4$ — углы поворота коромысла DC при $\phi_1 = 0$ и $\psi_1 = 0$. Выберем систему координат. Ось абсцисс совпадает с первым положением коромысла DC, начало координат находится в точке D, длина коромысла c = 1. В отличие от общепринятых методов синтеза четырехзвенника за приведенное звено принято коромысло, а не стойка, что значительно упрощает алгоритм синтеза.

1. Определим координаты точек C_i ($i = 1 \div 4$):

$$X_i = \cos \psi_1;$$

$$Y_i = \sin \psi_i Z,$$

где Z=1, если требуется передаточная функция прямого хода механизма, кривошип и коромысло вращаются в одну сторону; Z=-1, если требуется передаточная функция обратного хода. В данный алгоритм заложено условие — кривошип вращается против часовой стрелки.

2. Определим координаты полюсов $S_{12},\ S_{23},\ S_{34},\ S_{14}$:

$$X_{ij} = 0.5(X_j + X_i + \text{ctg}(\frac{\Psi_j - \Psi_i}{2})(Y_i - Y_j);$$

$$Y_{ij} = 0.5(Y_j + Y_i + \text{ctg}(\frac{\psi_j - \psi_i}{2})(X_j - X_i).$$

3. Найдем половины длин отрезков $S_{12}S_{23}$ и $S_{34}S_{14}$:

$$LM_1 = 0.5 \sqrt{(X_{12} - X_{23})^2 + (Y_{12} - Y_{23})^2};$$

$$LM_2 = 0.5 \sqrt{(X_{34} - X_{14})^2 + (Y_{34} - Y_{14})^2}.$$

- 4. Задаемся значениями угла δ_j ($j=1,\ 2,\ ...,\ n$) в интервале от 0 до 180°, $j=1\div 4$, здесь n число пар точек кривой \coprod_{1234} . Для каждого значения δ_j определяем:
 - а) координаты центров окружностей L_1 и L_2 :

$$XF_{1j} = 0,5[(Y_{12} - Y_{23})tg\delta_j + X_{12} + X_{23}];$$

$$YF_{1j} = 0,5[(X_{23} - X_{12})tg\delta_j + Y_{12} + Y_{23}];$$

$$XF_{2j} = 0,5[(Y_{14} - Y_{34})tg\delta_j + X_{14} + X_{34}];$$

$$YF_{2j} = 0,5[(X_{34} - X_{14})tg\delta_j + Y_{14} + Y_{34}];$$

б) длину отрезка $F_{1j}F_{2j}$:

$$LL_j = \sqrt{(XF_{1j} - XF_{2j})^2 + (YF_{1j} - YF_{2j})^2};$$

в) координаты точек пересечения окружностей L_1 и L_2 в системе координат X'Y' ось X' совпадает с отрезком $F_{1j}F_{2j}$, начало координат находится в точке F_{2j} :

$$\begin{split} Xl_{rj} &= \frac{\left(\frac{LM_2}{\cos\delta_j}\right)^2 - \left(\frac{LM_1}{\cos\delta_j}\right)^2 + LL_j^2}{2LL_j} \,; \\ Yl_{rj} &= \sqrt{\left(\frac{LM_2}{\cos\delta_j}\right)^2 - Xl_{rj}^2} \,; \\ XF_j &= XF_{1j} - XF_{2j}; \\ YF_j &= YF_{1j} - YF_{2j}; \end{split}$$

г) окончательно определяем координаты точек кривой \coprod_{1234} :

$$X_{A_{1j}} = \frac{XF_{j}Xl_{rj} - YF_{j}Yl_{rj}}{LL_{j}} + XF_{2j};$$

$$Y_{A_{1j}} = \frac{YF_{j}Xl_{rj} + XF_{j}Yl_{rj}}{LL_{i}} + YF_{2j};$$

$$X_{A_{2j}} = \frac{XF_jXl_{rj} + YF_jYl_{rj}}{LL_j} + XF_{2j};$$

$$XF_jYl_j = XF_jYl_j$$

$$Y_{A_{2j}} = \frac{YF_jXl_{rj} - XF_jYl_{rj}}{LL_j} + YF_{2j}$$

5. Определим длины звеньев четырехзвенника. Для любой точки кривой Ц $_{1234}$, например точки A с координатами X_A и Y_A , найдем:

длину отрезков AC_2 и AC_3 :

$$L_{AC_2} = \sqrt{(Y_A - Y_2)^2 + (X_A - X_2)^2};$$

$$L_{AC_3} = \sqrt{(Y_A - Y_3)^2 + (X_A - X_3)^2}.$$

Вспомогательные углы:

$$tg(DT_2) = (Y_A - Y_2)/(X_A - X_2);$$

$$tg(DT_3) = (Y_A - Y_3)/(X_A - X_3).$$

Определим координаты точек C_{02} и C_{03} в обращенном движении:

$$XC_{02} = L_{AC_2}\cos(\psi_2 + DT_2)Z + X_A;$$

$$XC_{03} = L_{AC_3}\cos(\psi_3 + DT_3)Z + X_A;$$

$$YC_{02} = -L_{AC_2}\sin(\psi_2 + DT_2)Z + Y_A;$$

$$YC_{03} = -L_{AC_3}\sin(\psi_3 + DT_3)Z + Y_A$$

Определяем координаты точки B — центра окружности, на которой находятся точки C_1 , C_{02} , C_{03} , C_{04} в обращенном положении:

$$X_B = \frac{1 - XC_{02}^2 - YC_{02}^2 + \frac{YC_{02}(XC_{03}^2 + YC_{03}^2 - XC_{02}^2 - YC_{02}^2)}{YC_{03} - YC_{02}}}{2\Big[\frac{(XC_{03} - XC_{02})YC_{02}}{YC_{03} - YC_{02}} - XC_{02} + 1\Big]};$$

$$Y_B = \frac{XC_{03}^2 + YC_{03}^2 - XC_{02}^2 - YC_{02}^2 - 2X_B(XC_{03} - XC_{02})}{2(YC_{03} - YC_{02})} \,.$$

Определим длины кривошипа (a), шатуна (b) и стойки (d):

$$a = \sqrt{(X_B - X_A)^2 + (Y_B - Y_A)^2};$$

$$b = \sqrt{(X_B - 1)^2 + Y_B^2};$$

$$d = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2}.$$

Местом расположения центра вращения кривошипа шарнирного четырехзвенника *АВСD* соглас-

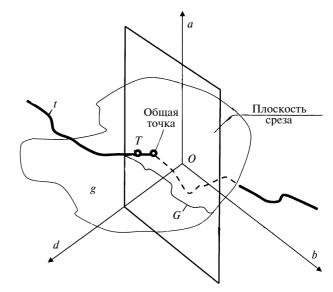


Рис. 3

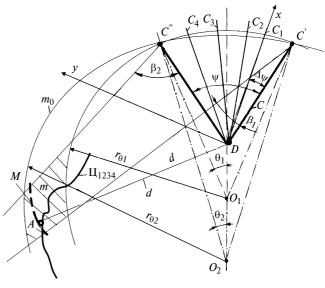


Рис. 4

но основным условиям синтеза является кривая \coprod_{1234} (для четырех интерполяционнных точек передаточной функции). Каждая точка данной кривой определяет параметры четырехзвенника — длины кривошипа a, шатуна b, стойки d, при длине коромысла c=1. Параметры четырехзвенника ABCD можно представить в виде кривой t в пространственной системе координат abd (рис. 3).

Синтез шарнирного четырехзвенника по дополнительным условиям. При заданных условиях синтеза определение искомых длин звеньев шарнирного четырехзвенника выполняется в следующем порядке (рис. 4).

Задав угол размаха ψ , при длине c=1, найдем два крайних положения коромысла C'D и C''D. По

хорде C'C'' строим окружность m_0 , включающую в себя вписанный угол θ перекрытия, определяемый из выражения $\theta = \frac{(K-1)}{(K+1)}\pi$, где K — заданный коэффициент неравномерности движения.

Центр этой окружности (точка O) находится на пересечении биссектрисы угла ψ с линией, проведенной через точку C' или C'' под углом θ к данной биссектрисе. Условие синтеза: определим заданный угол θ , а следовательно, и коэффициент K и угол размаха ψ , если центр вращения кривошипа (точка A) выбирать на окружности m_0 . Для определения углов передачи в заданных пределах проведем прямые под углом β_1 к отрезку C'D и β_2 к отрезку C'D до пересечения с окружностью m_0 . Выбирая центр A вращения кривошипа на окружности m_0 , находящейся между этими прямыми, получим параметры четырехзвенника с углами передачи в крайних положениях движения механизма в заданны пределах.

Обозначим расстояние от центра A до точек C' и C'' через l' и l'', тогда длины кривошипа a и шатуна b определяются из выражений: b+a=l'; b-a=l'':

$$b = 0.5(l' + l'');$$

 $a = 0.5(l' - l'').$

Расстояния l'и l'' находятся из равнобедренных треугольников AOC' и AOC'':

$$l' = 2r\sin(90^{\circ} - \beta_1 - 0.5\psi);$$

$$l'' = 2r\sin(90^{\circ} - \beta_1 + 0.5\psi + \theta),$$

где $r = c\sin(0.5\psi)/\sin\theta$ — радиус окружности m_0 . Длина d стойки находится из выражения

$$d = \sqrt{(a+b)^2 + c^2 - 2c(a+b)\sin(90^\circ - \beta_1)}.$$

Приняв значение коэффициента K в некотором интервале $K_1 \le K \le K_2$ и предельные значения углов передачи β_1 и β_2 , можно построить область m расположения центра вращения кривошипа, представляющую собой некоторую площадь, ограниченную дугами двух окружностей и двумя прямыми. Выбирая центр A вращения в области m, получим параметры шарнирного четырехзвенника с дополнительными условиями синтеза: угол ψ размаха коромысла, коэффициент K неравномерности движения в некотором интервале, углы передачи движения в заданных пределах. Эти три условия обеспечивают выполнение условия — проворачиваемость механизма. Ограничение области расположения центра вращения кривошипа

относительно центра вращения коромысла при его заданной длине ограничивает длину стойки, что в свою очередь накладывает ограничения на длины кривошипа и шатуна, т. е. выполняется условие конструктивного соотношения размеров звеньев. Параметры a, b и d четырехзвенника можно представить в системе координат abd как некую поверхность g.

Найдем общую точку или точки, лежащие на минимальном расстоянии друг от друга, кривой t и поверхности g, получим параметры четырехзвенника, удовлетворяющие основному и дополнительным условиям синтеза (см. рис. 3). Привязка крайнего положения коромысла и первого положения коромысла, отрабатывающего заданный передаточный закон движения, осуществляется с помощью угла $\Delta \psi$, который также является дополнительным условием синтеза. Аналитическое определение такого положения будет выглядеть как решение целевой функции с нахождением ее минимального значения по абсолютной величине S — расстоянию от кривой t до поверхности g:

$$S = \sqrt{(a_g - a_t)^2 + (b_g - b_t)^2 + (d_g - d_t)^2} \to 0.$$

При комплексном синтезе с выполнением всех условий следует рассматривать отрезок кривой \coprod_{1234} , который проходит через область m (см. рис. 4). Выберем на этом отрезке кривой Ц₁₂₃₄ точку A и через нее проведем дугу M. Выбирая точки A на дуге M, получаем один четырехзвенник, выполняющий передаточный закон, и множество четырехзвенников, выполняющих дополнительные условия. Все полученные четырехзвенники имеют одинаковые длины коромысла (c) и стойки (d). Графически такое решение можно представить, как построение ряда срезов области abd плоскостями, параллельными плоскости *ab* (см. рис. 3). На этой плоскости кривая t будет представлена следом точки T, а поверхность g — следом кривой G. При таком решении в значении целевой функции S разница $(d_g - d_t)$ равна нулю.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Иванов К. С.** Использование метода обращения движения для синтеза шарнирного четырехзвенника, воспроизводящего заданный закон движения // Семинар по ТММ. Казахский филиал НТУ. Алматы: 1974. С. 17—20.
- 2. Аскаров Е. С. Механизмы с переменными параметрами кинематической схемы, их возможности и перспективы: Монография. Алматы: Каз.НТУ. Айкос. 2000. 69 с.

А. А. ОСТСЕМИН, д-р техн. наук (Южно-Уральский научно-производственный центр, г. Челябинск)

Определение напряженного состояния и коэффициентов интенсивности напряжений в конструкциях с трещиноподобными дефектами методом голографической интерферометрии

Исследованы напряженно-деформированное состояние и коэффициенты интенсивности напряжений (КИН) в пластине у вершины трещиноподобного дефекта методами фотоупругости и голографической интерферометрии. Определены компоненты тензора напряжений, главные напряжения, интенсивность напряжений, упругие деформации в вершине надреза. Проанализированы различные методы определения КИН по картинам изохром, изопах и абсолютных разностей хода в вершине эллиптического надреза. Получены новые аналитические формулы определения КИН методами линейной механики разрушения.

Ключевые слова: трещиноподобные дефекты, главные напряжения, интенсивность напряжений, упругие деформации, коэффициенты интенсивности напряжений, напряженно-деформированное состояние, голографическая интерферометрия.

A deflected mode and stress intensity factors (SIF) in a plate nearby top of the fracture-like defect are investigated with use of photoelasticity and holographic interferometry methods. The stress tensor components, main stresses, their intensity, and elastic deformations in the incision top have been determined. Different methods for the SIF determination per isochromat and isopach pictures and course absolute difference in the top of elliptical incision have been determined. New analytical formulae for the SIF determination were obtained by the methods of linear fracture mechanics.

Keywords: fracture-like defects, main stresses, stress intensity, elastic deformations, stress intensity factors, deflected mode, holographic interferometry.

Определение безопасности конструкций с трещиноподобными дефектами является актуальной задачей.

В отличие от трещин реальные концентраторы (риски, царапины, задиры, надрезы), сварочные дефекты (непровары, несплавления, раковины, шлаковые включения, поры) и коррозионные дефекты (питтинг), даже наиболее острые, имеют конечный радиус р скругления. Форма надреза оказывает большое влияние на зарождение и развитие усталостных коррозионных трещин [1] в угловых, тавровых и стыковых сварных швах и основном материале металлоконструкций, трубопроводов и оболочковых конструкций.

Применение линейной механики разрушения при прогнозировании хрупкого разрушения требует определения коэффициентов интенсивности напряжений (КИН) для конструкций и пластин с трещиноподобными дефектами. В металлоконструкциях

часто встречаются произвольно ориентированные дефекты с радиусом ρ в вершине, существенно отличающимся от радиуса усталостной трещины.

В настоящее время мало изучены эффективные критерии оценки прочности деталей машин и конструкций с дефектами. Это связано с тем, что трещиноподобные дефекты из-за скругленности вершин нельзя отнести к острым трещинам и использовать критерии теории трещин [1—7]. С другой стороны, большие градиенты деформаций и напряжений в области концентраторов не позволяют корректно использовать известные классические теории о концентрации напряжений [3, 6].

Вычисление компонент тензора напряжений, главных напряжений, интенсивности напряжений для трещиноподобных дефектов

Сделаем следующее предположение: распределение напряжений у вершины надреза с радиусом ρ аналогично распределению напряжении у вершины трещины в теле, нагруженном растягивающими напряжениями вдали от трещины, но сдвинуто от ее вершины по оси абсцисс на $\rho/2$. В работе [1] для бесконечной пластины с эллиптическим или гиперболическим надрезом с малым радиусом ρ скругления приведены наиболее простые приближенные формулы для распределения напряжений нормального отрыва с удовлетворительной точностью:

$$\sigma_{x} = \frac{K_{1}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3}{2} \theta \right] - \frac{K_{1}}{\sqrt{2\pi r}} \frac{\rho}{2r} \cos \frac{3}{2} \theta;$$

$$\sigma_{y} = \frac{K_{1}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3}{2} \theta \right] + \frac{K_{1}}{\sqrt{2\pi r}} \frac{\rho}{2r} \cos \frac{3}{2} \theta;$$

$$\sigma_{xy} = \frac{K_{1}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{3}{2} \theta - \frac{K_{1}}{\sqrt{2\pi r}} \frac{\rho}{2r} \sin \frac{3}{2} \theta,$$

$$(1)$$

где K_1 — коэффициент интенсивности напряжений; r, θ — полярные координаты рассматриваемой точки; x, y — прямоугольные координаты.

Для $\theta=0$ и $r=\rho/2$ из уравнения (1) при упругом поведении материала напряжения в вершине концентратора $\sigma_y=2K_1/\sqrt{\pi\rho}$, деформация находится по формуле $\varepsilon_y=2K_1/(E\sqrt{\pi\rho})$ [7], что соответствует классической теории прочности деформируемых тел с конструктивными концентраторами

напряжений. Эффективность формул (1), учитывающих радиус ρ , подтверждена исследованиями методом фотоупругости [8]. Главные напряжения σ_1 и σ_2 в окрестности надреза радиусом ρ с учетом формул (1) имеют вид:

$$\sigma_{1, 2} = \frac{K_1}{\sqrt{2\pi r}} \left(\cos\frac{\theta}{2} \pm \sqrt{\sin^2\frac{\theta}{2}\cos^2\frac{\theta}{2} + \left(\frac{\rho}{2r}\right)^2} \right). \quad (2)$$

При $\rho = 0$ из формулы (2) получим главные напряжения $\sigma_{1,2}$ для трещин [2—7].

Разность главных напряжений с учетом формулы (2) имеет вид:

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{2K_1}{\sqrt{2\pi r}} \sqrt{\sin^2 \frac{\theta}{2} \cos^2 \frac{\theta}{2} + \left(\frac{\rho}{2r}\right)^2}.$$
 (3)

При $\rho = 0$ из выражения (3) получим формулу для трещин [2—4, 9].

Голографическая интерферометрия позволяет измерять сумму главных напряжений, которая не зависит от радиуса р надреза [10]:

$$\sigma_1 + \sigma_2 = \frac{K_1}{\sqrt{2\pi r}} 2\cos\frac{\theta}{2},\tag{4}$$

что снижает погрешность ее определения по картинам изопах — линий равных сумм главных напряжений, обусловленную наличием конечного радиуса скругления в вершине надреза. Кроме того, преимуществом голографической интерферометрии является высокая чувствительность при определении КИН с помощью изопах и изодром полос абсолютных разностей хода. Преимуществом является и раздельное определение главных напряжений на модели из высокомодульного материала с конечным радиусом вершины надреза, если необходимы повышенная точность и надежность результатов и анализ напряженного состояния образца. Чувствительность голографической интерферометрии существенно превышает чувствительность метода фотоупругости, который при равных КИН в равно удаленных от вершины надреза точках в моделях равной толщины обеспечивает больший порядок полосы изопахи по сравнению с полосой изохромы [10].

Метод фотоупругости позволяет измерять максимальные касательные напряжения τ_{max} , которые можно получить из формул (1) [8, 10]:

$$\tau_{\text{max}} = \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_x}{2}\right) - \left(\frac{\sigma_y}{2}\right)\right]^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{K_1}{2\sqrt{2\pi r}} \sqrt{\sin^2\theta + \left(\frac{\rho}{r}\right)^2}.$$

По критерию Трески $au_{\max}=\sigma_{\mathrm{T}}/2$, радиус пластической зоны $r=\frac{K_1^2}{\sqrt{2\pi}\sigma_T^2}\Big(\sin^2\!\theta \ + \ \Big(\frac{\varrho}{r}\Big)^2\Big)$. При

$$ho=0$$
 получим формулу для трещин: $au_{
m max}=rac{K_1}{2\sqrt{2\pi}r}\sin\theta.$

Интенсивность напряжений в окрестности надреза для плосконапряженного состояния ($\sigma_z = 0$) с учетом формул (1) имеет вид:

$$\sigma_i = \frac{K_1}{\sqrt{2\pi r}} \cos\frac{\theta}{2} \sqrt{1 + 3\sin^2\frac{\theta}{2} + 3\left(\frac{\rho}{2r}\right)^2 \frac{1}{\cos^2\frac{\theta}{2}}}.$$
 (5)

Из выражения (5) координата r линий равной интенсивности напряжении σ_i связана с углом θ и показателем σ_i уравнением

$$r = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{K_1}{\sigma_i}\right)^2 \cos^2 \frac{\theta}{2} \left[1 + 3\sin^2 \frac{\theta}{2} + 3\left(\frac{\rho}{2r}\right)^2 \frac{1}{\cos^2 \frac{\theta}{2}}\right].$$
 (6)

Подставив $\rho = 0$ в выражение (6), получим формулу радиуса пластической зоны в вершине трещины [2—4]:

$$r = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{K_1}{\sigma_i}\right)^2 \cos^2\frac{\theta}{2} \left(1 + 3\sin^2\frac{\theta}{2}\right). \tag{7}$$

Вычислим радиус r ($\rho = 0$) пластической зоны по выражению (7) и формуле (6). Значение $r(\rho)$ по формуле (7) для трещин будет больше.

Упругие деформации в зоне надреза определяют по напряжениям на основании закона Гука для плосконапряженного состояния ($\sigma_z = 0$) с учетом формул (1):

$$\varepsilon_{x} = \left\{ \frac{1}{E} \frac{K_{1}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[(1 - \mu) - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3}{2} \theta (1 + \mu) \right] - \frac{K_{1}}{\sqrt{2\pi r}} \frac{\rho}{2r} \cos \frac{3}{2} \theta (1 + \mu) \right\};$$

$$\varepsilon_{y} = \left\{ \frac{1}{E} \frac{K_{1}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[(1 - \mu) + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3}{2} \theta (1 + \mu) \right] + \frac{K_{1}}{\sqrt{2\pi r}} \frac{\rho}{2r} \cos \frac{3}{2} \theta (1 + \mu) \right\};$$

$$\varepsilon_{z} = -\frac{2\mu}{E} \frac{K_{1}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2};$$
(8)

где и — коэффициент Пуассона.

При $\rho = 0$ формулы (8) преобразуются в выражения для трещин [3].

При исследовании напряжений в трубах, кольцах, дисках удобно использовать полярные координаты. При решении двумерных задач в полярных координатах можно перейти к компонентам напря-

жений σ_r , σ_θ , $\tau_{r\theta}$ из формул (1) для дефектов нормального отрыва:

$$\sigma_{r} = \frac{K_{1}}{\sqrt{2\pi r}} \left[\frac{1}{2} \cos \frac{\theta}{2} (3 - \cos \theta) - \frac{\rho}{2r} \cos \frac{\theta}{2} \right];$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{K_{1}}{\sqrt{2\pi r}} \left[\frac{1}{2} \cos \frac{\theta}{2} (1 + \cos \theta) + \frac{\rho}{2r} \cos \frac{\theta}{2} \right];$$

$$\tau_{r\theta} = \frac{K_{1}}{\sqrt{2\pi r}} \left[\frac{1}{2} \sin \theta \cos \frac{\theta}{2} + \frac{\rho}{2r} \sin \frac{\theta}{2} \right].$$
(9)

При $\rho = 0$ из общих формул (9) получим частные выражения для трещин [4].

Для дефектов поперечного сдвига приведем формулы, полученные на основании работы [1]:

$$\sigma_{\theta} = \frac{K_2}{\sqrt{2\pi r}} \left[-\frac{3}{2} \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{\theta}{2} + \frac{\rho}{2r} \sin \frac{\theta}{2} \right];$$

$$\tau_{r\theta} = \frac{K_2}{\sqrt{2\pi r}} \left[\frac{3}{2} \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} - \frac{1}{2} \cos \frac{\theta}{2} - \frac{\rho}{2r} \cos \frac{\theta}{2} \right].$$
(10)

По формулам (9) и (10), выполнив алгебраические преобразования, получим выражения для напряжений в непосредственной близости от вершины наклонного трещиноподобного дефекта радиусом ρ:

$$\sigma_{\theta} = \frac{K_{1}}{\sqrt{2\pi r}} \left\{ \cos \frac{\theta}{2} \left[\left(\frac{1 + \cos \theta}{2} - \frac{3\lambda}{2} \sin \theta \right) \right] + \frac{\rho}{2r} \left(\cos \frac{\theta}{2} + \lambda \sin \frac{\theta}{2} \right) \right\};$$

$$\tau_{r\theta} = \frac{K_{1}}{\sqrt{2\pi r}} \left\{ \frac{1}{2} \cos \frac{\theta}{2} \left[\sin \theta + \lambda (3\cos \theta - 1) \right] + \frac{\rho}{2r} \left(\sin \frac{\theta}{2} - \lambda \cos \frac{\theta}{2} \right) \right\},$$

$$(11)$$

где $\lambda = K_2/K_1$.

Формулы (11) являются обобщением выражений, представленных в работе [6] для трещин при $\rho=0$.

Определение КИН связано со значительными математическими трудностями [2—7] и требует идеализации расчетных схем, что существенно снижает их точность. Поэтому предпочтительными для определения КИН в конструкциях сложной конфигурации, содержащих концентраторы напряжений, надрезы, риски, сварочные и коррозионные дефекты, являются экспериментальные методы. Основным требованием к ним является возможность исследования полей напряжений с высокими градиентами в окрестности надрезов [2—7]. Этому требованию отвечают методы фото-

упругости [8—11] и голографической интерферометрии [12—16], которые нашли широкое применение при определении КИН. При решении плоских задач существенные преимущества по сравнению с вышеперечисленными методами имеет метод голографической интерферометрии, основанный на использовании картин абсолютных разностей хода (АРХ) [17—19].

Определение коэффициентов интенсивности напряжений для полосы с центрально расположенным дефектом и распределения напряжений

Основная задача — разработка способов определения КИН для конструкций с трещиноподобными дефектами радиусом р методом голографической интерферометрии. В соответствии с теорией Неймана на основании закона Гука, считая деформации малыми, получим для плосконапряженной пластинки связь между номерами интерферационной полосы в картине APX и главными напряжениями σ_1 , σ_2 уравнения Фавра [17—19]:

$$N_1 = a\sigma_1 + b\sigma_2; N_2 = a\sigma_2 + b\sigma_1,$$
 (12)

где a, b — оптические постоянные материала, определяемые тарировочным экспериментом [7]; N_1, N_2 — номера полос в картинах APX соответственно при вертикальной ($\alpha = 0$) и горизонтальной ($\alpha = 90^\circ$) поляризациях опорного пучка.

Картины APX удобнее всего обрабатывать по оси надреза. В этом случае выражения (2) при $\theta=0$ имеют вид:

$$\sigma_{1, 2} = \frac{K_1}{\sqrt{2\pi r_i}} \left(1 \pm \frac{\rho}{2r_i} \right).$$
 (13)

Учитывая, что $\sigma_1 = \sigma_x$, $\sigma_2 = \sigma_x$ на расстоянии $r > r_{\min}$, для пластины с трещиноподобным дефектом получим из уравнений (12) и (13) для первой картины APX:

$$N_{1i} = \frac{K_1}{\sqrt{2\pi r_i}} \left[a + b + \frac{\rho}{2r_i} (a - b) \right], \tag{14}$$

где N_{1i} — номер полосы в точке, расположенной на оси надреза $\theta=0$ на расстоянии r_i от вершины надреза. Из формулы (14) получим выражение КИН для пластины с центральным надрезом:

$$K_{1i} = \frac{N_{1i}\sqrt{2\pi r_i}}{\left[a + b + \frac{\rho}{2r_i}(a - b)\right]}.$$
 (15)

Как известно, при растяжении пластины конечных размеров с трещиной можно записать [2—5]:

$$K_1 = \sigma_{\rm H} \sqrt{\pi} l f_1, \tag{16}$$

где $\sigma_{\rm H}$ — номинальное напряжение вдали от надреза; l — полудлина надреза; $f_{\rm I}$ — поправочная функция, зависящая от геометрии образца и вида нагружения.

При $\rho \to 0$ можно применить точную формулу для определения КИН по концентрации нормальных напряжений. Зависимость (15) можно использовать при определении КИН для тел с трещиной при $\rho \to 0$.

Из выражений (15) и (16) получим поправочную функцию

$$f_{1i} = \frac{N_{1i}\sqrt{2\pi r_i/l}}{\sigma_{H}\left[a + b + \frac{\rho}{2r_i}(a - b)\right]}.$$
 (17)

Аналогичное выражение получим для второй картины (N_{2i}) APX.

Таким образом, для определения f_{1i} на оси надреза определяют координаты r_i полос APX (N_{1i} , N_{2i}) и по формуле (17) рассчитывают f_{1i} . Для относительной длины надреза l/B, равной 0,3 и 0,5, коэффициент f_{1i} , определенный по картинам N_1 , имеет лучшее совпадение с теоретическим решением Феддерсена [5]. Объясняется это тем, что по исход-

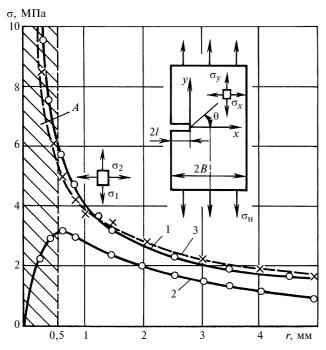


Рис. 1. Экспериментальные σ_1 (1) и σ_2 (2) и теоретические σ_1 (3) распределения главных напряжений на оси надреза в пластине с одним боковым надрезом при l/B=0,39; $\rho=0,15$ мм; $\sigma_{\rm H}=18$ МПа

ному уравнению (15) при удалении от трещиноподобного дефекта точнее определяется главное напряжение σ_1 и в формулах (12) коэффициент aимеет большее значение. По той же причине значение поправочной функции f_1 , определенное по картине N_2 , всегда меньше теоретического значения. Таким образом, для определения коэффициента f_1 лучше использовать картину изодром N_1 . Для эпоксидного материала линейность нарушается при напряжениях, равных 20 ÷ 25 МПа. При номинальных напряжениях $\sigma_{\rm H0} = 5~{\rm M}\Pi$ а и полудлине надреза, равной 6,5 мм, получим $r_{\min} = 0,12$ мм. Известно [3, 4], что напряженные состояния от трещины и от надреза с конечным радиусом $\rho = 0.15$ мм в вершине совпадают при $r > \rho/4$, т. е. более 0,04 мм. Минимальная зона у вершины надреза, в которой не определяется напряженное состояние, составляет ≈ 0,2 мм. Погрешность измерений не превышает 2,5 %.

На рис. 1 приведены распределения экспериментальных σ_1 (зависимость I) и σ_2 (зависимость 2) и теоретическая σ_1 (зависимость 3) главных напряжений в пластине с одним боковым надрезом на оси надреза при I/B=0,39 мм, $\rho=0,15$ мм, $\sigma_{\Pi}=18$ МПа. Экспериментальные значения σ_1 и σ_2 получены по картинам APX, теоретические — по формуле (13) при $\theta=0$.

Определение КИН методом фотоупругости ведется по линиям максимальных касательных напряжений τ_{max} (изохромы) в плоских моделях из фотоупругого материала, используя выражение (3) для пластины с надрезом радиусом ρ , разрушающейся по типу нормального отрыва, поправочная функция по формуле (16) имеет вид:

$$f_1 = \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)\sqrt{2r_i/l}}{\sigma_H 2M} = \frac{\sigma_0^{(1,0)} n_i \sqrt{2r_i/l}}{t\sigma_H 2M},$$
 (18)

где
$$M = \left(\sqrt{\sin^2\frac{\theta}{2}\cos^2\frac{\theta}{2} + \left(\frac{\rho}{2r_I}\right)^2}\right)^{1/2}; \ \sigma_0^{(1,0)} \ - \ \text{опти-}$$

ческая постоянная материала модели; n_i — порядок полосы изохромы в точке с координатами r_i , θ_i ; $\sigma_{\rm H}$ — номинальное напряжение; t — толщина модели. Из выражения (18) при $\rho=0$ получим частную формулу [9]

$$f = \frac{\sigma_0^{(1,0)} n_i \sqrt{2r_i/l}}{t\sigma_{\rm H} \sin \theta}.$$
 (19)

На фотографии изохром вдоль линии, проведенной через вершину надреза перпендикулярно к его направлению при $\theta=\pi/2$, измеряют расстояние r_i от центра каждой полосы n_j до вершины надреза. По результатам измерений строят зависи-

Значения функции f_1

	Теоретические по формуле Феддерсена $f_1 = \sqrt{\sec\frac{\pi}{2}\frac{l}{B}}$	Экспериментальные	
$\frac{l}{B}$		по формуле Ирвина $\sqrt{\frac{2B}{\pi l}} \operatorname{tg} \frac{\pi}{2} \frac{l}{B}$	по фор- муле (19)
0,3	1,059	1,04	1,08
0,4	1,11	1,08	1,13
0,5	1,18	1,15	1,21
0,6	1,30	1,21	1,33
0,7	1,48	1,34	1,51
0,8	1,80	1,57	1,83

мость в координатах
$$\frac{\sigma_0^{(1,0)}n_i}{\sigma_{\rm H}t}-\sqrt{\frac{l}{2r_i}}$$
: тангенс угла

наклона линейного участка определяет f_1 .

С целью определения f_1 по предложенной методике были испытаны на растяжение пластины с центральным надрезом с радиусом $\rho=0.15$ мм. Измерения проводили на универсальном голографическом стенде, состоящем из источника света, оптического квантового генератора лазера ЛГ-38, оптических элементов для направления и формирования световых пучков и устройства для закрепления и нагружения объекта исследования.

Описание эксперимента приведено в работе [15], картины изодром (APX) — в работах [14, 16].

Картины APX регистрировали методом двух экспозиций по схеме голограмм сфокусированных изображений. Для исключения картины изохром предметный пучок был деполяризован с помощью диффузора, а опорный пучок — плоскополяризован. Исследования выполнялись на пластине из жесткого оптически чувствительного материала на основе эпоксидной смолы ЭД-20.

При использовании предложенной в работе [9] процедуры определения f_1 по тангенсу угла наклона

линейного участка по зависимости
$$\frac{\sigma_0^{(1,0)}n_i}{\sigma_{_{\rm H}}t}-\sqrt{\frac{l}{2r_i}}$$

возникло затруднение, связанное с выбором участка, так как во всем диапазоне изменения r_i угол наклона указанной кривой при переходе от одной изохромы к другой не оставался постоянным. Поэтому метод определения f_1 был изменен следующим образом: значения f_{1i} , вычисленные по формуле (18), использовали для построения зависимостей f_{1i} от f_{i} .

По картине изохром по формуле (18) были определены коэффициенты f_{1i} . Экспериментальные значения f_1 , определенные по изохромам по фор-

мулам (19) и Ирвина [5], и теоретические значения, полученные по формуле Феддерсена, приведены в табл. 1. Анализ результатов показал хорошее соответствие формулы (18) (относительная ошибка не превышает 2%) с приближенным решением Ир-

вина:
$$f_1 = \sqrt{\frac{2B}{\pi l}} \operatorname{tg} \frac{\pi}{2} \frac{l}{B}$$
, особенно при малых значени-

ях относительной длины надреза $l/B = 0,1 \div 0,5$, а значения f_1 по выражению (19) при уменьшении r_i более соответствуют решению Феддерсена [4, 5]. Сравнение коэффициентов f_1 на конечную ширину пластины Ирвина, Исиды и Феддерсена приведены в работе [4]. Теоретическое решение Феддерсена в диапазоне $l/B = 0,3 \div 0,5$ на $0,02 \div 0,03$ больше, чем результаты Ирвина. Разность всех экспериментальных и теоретических значений f_1 составляет не более 2 %.

Определение коэффициентов интенсивности напряжений, главных напряжений для наклонного надреза в пластине

В настоящее время в достаточной мере разработаны и апробированы методы определения КИН при действии в вершине трещины напряжений нормального отрыва, среди которых предпочтение следует отдавать методам, основанным на учете наряду с сингулярным членом и членов высоких порядков разложения в ряд Тейлора функции Вестергарда [20].

С целью проверки предлагаемого метода определения коэффициентов K_1 и K_2 был проведен эксперимент на пластине с наклонным эллиптическим вырезом при смешанном нагружении $(l = 13.4 \text{ MM}, \rho = 0.1 \text{ MM}; \beta = 122.5^{\circ}; 2B = 96 \text{ MM};$ $\sigma_{\rm H} = 2,1\,$ МПа). Для удобства обработки интерференционных картин и повышения точности формул по картинам изохром на основе формул из работы [20] были получены выражения для разности $\sigma_1 - \sigma_2$ с учетом второго члена в представлении М. Вильямса компонент напряжений для плоского случая в виде рядов по собственным функциям, вклад которого в прямоугольной системе координат ху не зависит от расстояния от вершины трещины соответственно вдоль оси надреза ($\theta_i = 0$) и в перпендикулярном направлении ($\theta = \pi/2$):

$$\sigma_1 - \sigma_2 = 2\sqrt{\frac{K_2^2}{2\pi r_i} + \frac{m^2}{4}}, \ \theta = 0;$$
 (20)

$$\sigma_{1} - \sigma_{2} = 2 \sqrt{\frac{K_{1}^{2} + K_{2}^{2}}{8\pi r_{i}} + \frac{K_{1}K_{2}}{\sqrt{2}2\pi r_{i}} - \left[\frac{\sqrt{2}K_{2} - K_{1}}{2\sqrt{2\pi r_{i}}} - \frac{m}{4}\right]m} ,$$

$$\theta = \frac{\pi}{2}, \qquad (21)$$

где $m = \sigma(1 - \eta)\cos 2\beta$ — параметр двухосности нагружения (угол β откладывается от оси OY); η — коэффициент двухосности нагружения, равный отношению горизонтальной нагрузки к вертикальной [20].

Разность главных напряжений в методе фотоупругости определяют по формуле [17]

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_0^{(1,0)} n_i / t.$$
 (22)

Таким образом, по картине изохром, полученной при нагружении модели с наклонным трещиноподобным дефектом, с помощью выражений (20) и (22) можно определить K_2 , а следовательно, и K_1 . Для этого на полученных фотографиях изохром вдоль линии надреза, проведенной через вершину под углом $\theta = 0$ к его направлению, измеряют расстояние r_i от центра каждой изохромы до вершины надреза. Подставив эти значения в выражение (20), определяют K_2 , затем по уравнению (21) при $\theta = \pi/2$ по фотографиям изохром вычисляют K_1 с учетом параметра двухосности нагружения $m = \sigma(1 - \eta)\cos 2\beta$.

Если пренебречь влиянием нагрузки P_x и параметром m=0, то из уравнения (21) можно получить более простое выражение для изохром, которое было получено в работе [16]:

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{2K_2}{\sqrt{2\pi r_i}} \text{ при } \theta = 0; \tag{23}$$

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{\sqrt{K_1^2 + K_2^2}}{\sqrt{2\pi r_i}}$$
 при $\theta = \frac{\pi}{2}$. (24)

Коэффициенты K_1 , K_2 для пластин с наклонными дефектами определяли из выражений [5, 21]

$$K_1 = \sigma \sqrt{\pi l} \sin^2 \beta f_1(l/B);$$

$$K_2 = \sigma \sqrt{\pi l} \sin \beta \cos \beta f_2(l/B),$$
(25)

где f_1 и f_2 — поправочные функции, учитывающие конечную ширину пластины.

Значения поправочной функции f_2 определяли по картинам изохром по формуле (23) с учетом выражения (25) делением коэффициентов K_2 , определяемых экспериментально, на $\sin\beta\cos\beta$. Коэффициент K_1 определяли по выражению (24) при $\theta = \pi/2$. Поправочную функцию f_1 вычисляли делением K_1 на $\sin^2\beta$. Аналогичные результаты для пластин с углом $\beta = 22,5$; 45 и 75° наклона трещины получены методами граничной коллокации [21] и фотоупругости [22, 23], по сравнению с которыми эксперимент дает более близкие значения поправочных функций f_1 и f_2 более высокие значения, чем метод коллокаций [21].

Из соотношений для тензора напряжений [20] в окрестности вершины наклонной трещины в пла-

стине получим выражения для главных напряжений и максимальных касательных напряжений:

$$\sigma_{1, 2} = \frac{K_{1}}{\sqrt{2\pi r_{i}}} + \frac{m}{2} \pm \sqrt{\frac{K_{2}^{2}}{2\pi r_{i}}} + \frac{m^{2}}{4} \text{ при } \theta = 0;$$

$$\sigma_{1, 2} = \frac{K_{1} - K_{2}}{\sqrt{4\pi r_{i}}} + \frac{m}{2} \pm \frac{1}{\sqrt{2\pi r_{i}}} + \frac{K_{1}K_{2}}{\sqrt{2} \cdot 2\pi r_{i}} - \frac{\sqrt{2}K_{2} - K_{1}}{2\sqrt{2\pi r_{i}}} - \frac{m}{4} m \text{ при } \theta = \frac{\pi}{2};$$

$$\tau_{\text{max}}^{2} = \frac{K_{1}^{2}}{8\pi r} \sin^{2}\theta + \frac{K_{2}^{2}}{8\pi r} (4 - 3\sin^{2}\theta) + \frac{K_{1}K_{2}}{2\pi r} \sin\theta\cos\frac{\theta}{2} - \left[\frac{K_{1}}{2\sqrt{2\pi r}} \sin\theta\sin\frac{3\theta}{2} + \frac{K_{2}}{2\sqrt{2\pi r}} (\sin\theta\cos\frac{3\theta}{2} + 2\sin\frac{\theta}{2}) - \frac{\sigma(1 - \eta)\cos 2\alpha}{4}\right] \sigma(1 - \eta)\cos 2\alpha.$$

Картины N_{1i} и N_{2i} АРХ удобнее обрабатывать вдоль направления, совпадающего с продольной осью надреза при $\theta=0$. Для этого случая с учетом выражений, приведенных в работе [20], и выражений (12) и (26) для K_1 и K_2 по направлению надреза при $\theta=0$ получим:

$$K_{1i} = \left[\frac{N_{1i} + N_{2i}}{2(a+b)} - \frac{m}{2} \right] \sqrt{2\pi r_i}; \tag{27}$$

$$K_{2i} = \left\{ \left[\frac{N_{1i} - N_{2i}}{2(a - b)} \right]^2 - \frac{m^2}{4} \right\} \sqrt{2\pi r_i}.$$
 (28)

Следует отметить, что выражение (28) является обобщением решения, полученного в работе [16] при m=0 и в работе [15] при $K_2=0$.

Метод определения КИН предполагает: построение графиков номеров полос N_{1i} и N_{2i} по картинам АРХ вдоль оси надреза; определение значений N_{1i} и N_{2i} в точках r_i путем экстраполяции; построение графиков $K_1(r_i)$ и $K_2(r_i)$ в диапазоне $r_{\min} \div r_{\max}$ с последующей экстраполяцией методом наименьших квадратов [4, 21] в вершину надреза $r_i = 0$ с учетом особенностей влияния радиуса р надреза, приведенных в работах [8, 13]. КИН определяли на универсальном голографическом стенде [13]. Двухосная нагрузка отсутствовала. По картинам APX определяли значения K_1 и K_2 согласно выражениям (27) и (28). Полученные значения K_1 выше значений, приведенных в работе [15], на 8,9 %, а значения K_2 — выше на $2 \div 3,3$ %. Причем, с удалением от вершины надреза, т. е. с увеличением $\sqrt{r/(2l)}$ разность увеличивается. Без учета

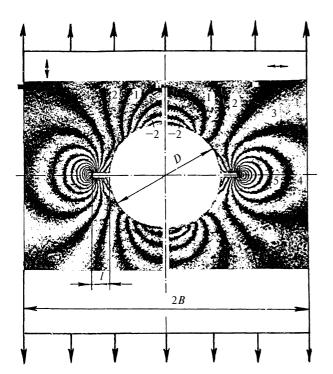


Рис. 2. Картины APX для пластины с радиальными сквозными надрезами, выходящими на край свободного от нагрузок кругового отверстия

 $\it Tаблица~2$ Значения $\it f_1$, определенные различными методами

W	Бови [4], $f_{1T} = \sqrt{\frac{D}{2l} + 1}$	Предлагаемый метод, f_{19}	Погреш- ность, %
0,34	2,074	2,078	0,2
3,08	1,150	1,140	0,9
4,92	1,073	1,094	1,9

параметра m=0 получены значения $K_1=0,199~{\rm M\Pi a\cdot m^{1/2}}$ и $K_2=0,137~{\rm M\Pi a\cdot m^{1/2}}$, а из выражений (27) и (28) — $K_1=0,216~{\rm M\Pi a\cdot m^{1/2}}$ и $K_2=0,138~{\rm M\Pi a\cdot m^{1/2}}$ с учетом параметра двухосности нагружения $m/4=-0,221~{\rm M\Pi a}$ согласно работе [15]. Экспериментальные значения КИН при m=0 совпадают с теоретическими значениями с точностью до 4,7 % [20]:

$$K_{1} = \frac{\sigma\sqrt{\pi l}}{2}[(1+\eta) - (1-\eta)\cos 2\beta];$$

$$K_{2} = \frac{\sigma\sqrt{\pi l}}{2}(1-\eta)\sin 2\beta.$$
(29)

Для иллюстрации рассмотренного метода был проведен эксперимент на пластине с радиальными сквозными надрезами, выходящими на край свободного от нагрузок кругового отверстия. Исследования проводили на пластине толщиной $t=3,87\,$ мм, шириной $2B=100\,$ мм с отверстием диаметром

D = 10 мм, радиусом надреза $\rho = 0.15$ мм, растянутой номинальными напряжениями $\sigma_{\rm H} = 4.6$; 3.05 и 2,41 МПа при трех относительных длинах радиальных сквозных надрезов W = 2l/D, равных 0,34; 3,08; 4,92 соответственно. Оптические постоянные модели: a = 0.616 полос/МПа, b = 0.473 полос/МПа. Для повышения точности измерения каждая картина АРХ регистрировалась 3 раза и проводилось усреднение по координатам соответствующих полос. По N_1 и N_2 картинам APX (рис. 2) определяли значения поправочной функции K — тарировки f_{1i} и строили график $f_{1i} - r_i$ (рис. 3), из которого следовало, что значения поправочной функции f_{1i} аппроксимируются прямой линией. Значения f_{12} , оказались ближе к теоретическому решению Бови [4]. Для W = 0,34 коэффициент f_{1i} лучше соответствует теоретическому решению Бови, полученному методом конформного отображения [4]. Экспериментальные значения f_{19} для трех значений Wпредставлены в табл. 2. Здесь же приведены теоретические значения f_{1T} Бови [4]. Анализ полученных экспериментальных данных показал хорошее соответствие с теоретическими данными (относительная ошибка не превышала 1,9 %).

Если трещина моделируется надрезом с радиусом ρ вершины , то при $r < r_{\min}$ распределение напряжений отличается от напряжений реальной трещины: напряжение σ_2 начинает уменьшаться в зоне A (см. рис. 1, заштрихованная зона) и обращается в ноль на свободном контуре в вершине надреза, а напряжение σ_1 определяется концентрацией напряжений. Анализ погрешности методом фотоупругости на основе соотношений [1] в пластине с надрезом приведен в работе [8]. При $r_{\min} > 3\rho/\sin\theta$ погрешность составляла 1 %. Для $\rho = 0.05$ мм погрешность имеет место на расстоянии $r_{\min} > 0,2$ мм [8]. Из графиков напряжений (см. рис. 1) получено экспериментальное значение $r_{\min} = (3.5 \div 4) \rho$, подтверждающее область исследования $r_{\min} > 3 \rho$ и результаты, приведенные в работе [8]. Это соотношение сохранялось при варьировании радиуса надреза от 0,1 до 0,25 мм и длины надреза от 3 до 30 мм. Величину $r_{\rm max}$ определяли совпадением характера теоретического и эксперимен-

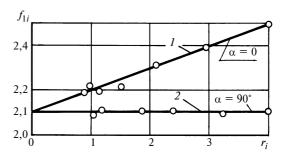


Рис. 3. Определение экспериментального значения f_{1i} по N_1 (1) и N_2 (2)

тального распределений напряжений σ_1 : при совпадении зависимость $K_{1i}-r_i$ близка к линейной; при $r_i > r_{\max}$ линейность нарушается и экстраполяция, выполненная с учетом точек, находящихся за пределом r_{\max} , приводит к увеличению погрешности определения КИН [8, 13].

Выводы

- 1. На основе проведенного анализа обобщены методы определения коэффициентов K_1 и K_2 для трещиноподобных дефектов с радиусом скругления методами фотоупругости и голографической интерферометрии для пластин с наклонным сквозным дефектом. Предложенные формулы для расчета КИН хорошо согласуются с теоретическими и экспериментальными данными, отличаются простотой и удобством применения.
- 2. Методом голографической интерферометрии экспериментально были определены напряжения и коэффициент интенсивности напряжения для пластины с радиальными сквозными трещинами, выходящими на край свободного от нагрузок трещин. Поправочный коэффициент совпадает с теоретическим решением Бови, полученным на основе конформного отображения с погрешностью 1,9 %.
- 3. Усовершенствован способ определения экспериментальных значений K_1 методом голографической интерферометрии при испытании пластины с наклонным и центральным эллиптическими вырезами, погрешность не превышает 4,7 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Creager M., Paris P. C.** Elastic field equation for flunt cracks with reference to stress corrosion cracking // International Journal of Fracture Mechanics. 1967. V. 3. N 3. P. 247—252.
- 2. **Красовский А. Я.** Хрупкость металлов при низких температурах. Киев: Наука думка, 1980. 340 с.
- 3. **Махутов Н. А.** Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность. М.: Машиностроение, 1981. 272 с.
- 4. Броек Д. Основы механики разрушения. М.: Выс-шая школа, 1980. 368 с.
- 5. **Черепанов Г. П.** Механика хрупкого разрушения. М.: Наука, 1974. 640 с.
- 6. **Си Г., Либовиц Г.** Математическая теория хрупкого разрушения. Разрушение. Т. 2. М.: Мир, 1975. С. 83—203.
- 7. **Панасюк В. В.** Механика квазихрупкого разрушения материалов. Киев: Наука думка, 1991. 416 с.
- 8. **Doyle J. E., Kamle S.** Takezaki Error analysis of photoelastisity in fracture mechanics // Experimental mechanics. 1981. V. 21. N 11. P. 429—435.
- 9. **Определение** коэффициентов интенсивности напряжений $K_{\rm I}$ методами фотоупругости / О. А. Бакши,

- H. Л. Зайцев, С. Ю. Гооге и др. // Заводская лаборатория. 1980. № 3. С. 280—282.
- 10. **Овчинников А. В., Сафаров Ю. С., Гарлинский Р. Н.** Определение коэффициентов интенсивности напряжений методом голографической интерферометрии // Физико-химическая механика материалов. 1983. № 2. С. 59—63.
- 11. Долгополов В. В., Шилов С. Е. Определение коэффициентов интенсивности напряжений в конструкциях с трещинами методом фотоупругости // Проблемы прочности. 1975. № 2. С. 108—110.
- 12. **Определение** напряженного состояния тел с дефектами методом голографической фотоупругости / А. А. Остсемин, С. А. Денискин, Л. Л. Ситников и др. // Проблемы прочности. 1982. № 10. С. 77—81.
- 13. **Остсемин А. А., Денискин С. А., Ситников Л. Л.** Определение коэффициента интенсивности напряжений методами фотоупругого моделирования // Проблемы прочности. 1990. № 1. С. 33—37.
- 14. **Остсемин А. А.** Двухпараметрическое определение коэффициентов интенсивности напряжений для наклонной трещины методом голографической интерферометрии // Заводская лаборатория. 1991. № 12. С. 43—48.
- 15. **Остсемин А. А.** Двухпараметрическое определение коэффициента напряжений $K_{\rm I}$ методом голографической интерферометрии // Заводская лаборатория. 2008. $N_{\rm I}$ 3. С. 47—50.
- 16. Определение коэффициентов интенсивности напряжений для наклонной трещины методом голографической интерферометрии / А. А. Остсемин, С. А. Денискин, Л. Л. Ситников и др. // Заводская лаборатория. 1987. № 12. С. 66—68.
- 17. **Метод** фотоупругости / Под общ. ред. Н. А. Стрельчука, Г. Л. Хесина. Т. 2. М.: Стройиздат, 1975. 367 с.
- 18. **Александров А. Я., Ахметзянов М. Х.** О применении лазеров для раздельного определения напряжений при поляризационно-оптических исследованиях // ПМТФ. 1967. № 5. С. 120—122.
- 19. **Жаворонок И. В.** Исследование полей напряжений поляризационно-голографическим методом по картинам полос абсолютной разности хода // Сб. науч. ст. "Экспериментальные методы исследований деформации и напряжений". Киев: ИЭС им. Е. О. Патона, 1983. С. 89, 99.
- 20. **Eftis J., Subramonian N.** The inclined crack under biaxial load // Eng. Fract. Mech. 1978. V. 10. N 1. P. 43—63.
- 21. **Уилсон В. К.** Численный метод определения коэффициентов интенсивности напряжений для внутренней трещины в пластине конечных размеров // Теоретические расчеты, 1971. № 4. С. 217—222.
- 22. **Бакши О. А., Зайцев Н. Л., Гооге С. Ю.** Определение коэффициентов интенсивности напряжений $K_{\rm I}$ и $K_{\rm II}$ методом фотоупругости // Заводская лаборатория. 1981. N 4. С. 73—76.
- 23. **Разумовский И. А., Кокшаров И. И.** Определение коэффициентов интенсивности напряжений при смешанном нагружении на основе обработки данных измерений поляризационно-оптическими методами // Машиноведение. 1987. № 2. С. 44—50.

М. П. ШИШКАРЕВ, д-р техн наук (РГАСХМ, г. Ростов-на-Дону)

Анализ способов настройки предохранительных фрикционных муфт

Рассмотрена взаимосвязь поля рабочих нагрузок машины и полей срабатывания предохранительной фрикционной муфты при различных способах ее настройки. Показано, что настройка муфты по минимальной величине коэффициента трения обеспечивает более высокую надежность работы.

Ключевые слова: предохранительная фрикционная муфта, адаптивная фрикционная муфта, настройка, коэффициент трения, надежность, рабочие нагрузки.

An interrelation of the field of machine's working loads and operation fields of safety friction clutch at different tuning techniques of it has been considered. It was shown that the clutch tuning per minimal friction coefficient value provides more high operation reliability.

Keywords: safety friction clutch, adaptive friction clutch, tuning, friction coefficient, reliability, operation loads.

При расчете, проектировании и эксплуатации предохранительных фрикционных муфт применяют способ настройки по среднему значению коэффициента трения [1, 2], которое для пары трения определяется при конкретных значениях таких параметров, как температура, влажность окружающей среды, давление на поверхностях контакта, состояние контактирующих поверхностей [3].

В процессе эксплуатации предохранительных фрикционных муфт (ПФМ) эти параметры не остаются неизменными, поэтому фактический коэффициент трения может отличаться от среднего значения. Как показывают многочисленные исследования и эксплуатация, коэффициент трения от его среднего значения может изменяться как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения [3, 4], следовательно, имеют место колебания значений предельного вращающего момента, при котором происходит срабатывание муфты. Таким образом, существует поле рассеяния значений предельного вращающего момента муфты [1], ширина которого определяет точность срабатывания ПФМ.

Номинальный (расчетный) вращающий момент $T_{\rm H}$ предохранительной муфты, на который она настроена, определяется формулой [1] $T_{\rm H} = \beta_{\rm H} T_{\rm M}$, где $\beta_{\rm H}$ — коэффициент запаса сцепления, принимаемый при настройке; $T_{\rm M}$ — номинальный вращающий момент, т. е. наибольший момент, необходимый для работы машины. С учетом момента $T_{\rm M}$ определяется допускаемый вращающий момент для наиболее слабого звена привода машины [1].

Коэффициент $\beta_{\rm H}$ запаса сцепления для муфт назначается с целью снижения вероятности немоти-

вированных срабатываний при нагрузках, не превышающих предельных для наиболее слабого звена привода. Возможность этого обусловлена двумя факторами:

- 1) наличием в момент пуска привода динамических нагрузок, обусловленных разгоняемыми инерционными массами с нагрузками, приложенными к рабочему органу машины;
- 2) несоответствием силы натяжения замыкающей пружины, устанавливаемой при настройке муфты, коэффициента трения между фрикционными парами и параметров, используемых при расчете и их проектировании, а также не учетом трения в соединениях фрикционных дисков с полумуфтами в многодисковых муфтах.

Первый способ настройки ПФМ не учитывает уменьшение коэффициента трения, которое приводит к снижению настроечного вращающего момента муфт.

Второй способ настройки основан на использовании минимального значения коэффициента трения (f_{\min}) [5], в соответствии с которым минимальный предельный вращающий момент, при котором может сработать муфта, равен настроечному (номинальному) моменту.

Исследования направлены на определение оптимального способа настройки ПФМ. Критерием оптимальности того или иного способа настройки будем считать установленные в работе [5] требования, т. е. требуемый уровень надежности защиты узлов и деталей привода от поломок в результате возникновения перегрузок; исключение немотивированных срабатываний муфты в случае изменения условий эксплуатации привода при отсутствии перегрузок, превышающих номинальный вращающий момент муфты.

Сюда же следует отнести и необходимость исключения срабатываний муфты при пуске, что позволит повысить долговечность пар трения муфты в результате уменьшения износов.

При первом способе настройки номинальный вращающий момент ПФМ обычной точности срабатывания [1] определяется формулой

$$T_{\rm H} = z F_{\rm \Pi} R_{\rm cp} f_{\rm cp},\tag{1}$$

где z — число пар трения фрикционной группы муфты; F_{Π} — сила натяжения замыкающей пружины или группы пружин, установленная при настройке муфты; $R_{\rm cp}$ — средний радиус поверхностей трения; $f_{\rm cp}$ — средний коэффициент трения.

Силу натяжения замыкающей пружины определим из выражения (1)

$$F_{\Pi} = T_{\rm H}/(zR_{\rm cp}f_{\rm cp}). \tag{2}$$

Поскольку сила F_{Π} для исходной настройки муфты остается неизменной, предельный вращающий момент при уменьшении коэффициента трения до минимального значения можно найти поформуле (1), заменив $f_{\rm cp}$ на $f_{\rm min}$ и подставив выражение (2):

$$T_{\min} = T_{\rm H} \frac{f_{\min}}{f_{\rm cp}} \,. \tag{3}$$

Следовательно, предельный вращающий момент фрикционной муфты уменьшается (относительно настраиваемого момента) при уменьшении коэффициента трения, так как $f_{\min} < f_{cp}$.

Адаптивные фрикционные муфты (AФM) отличаются более высокой точностью срабатывания [6]. Для AФM первого поколения (муфты Н. Д. Вернера) формула предельного вращающего момента имеет вид [6]:

$$T_{\rm H} = z F_{\rm \Pi} R_{\rm cp} \frac{f_{\rm cp}}{1 + z C f_{\rm cp}}, \tag{4}$$

где C — коэффициент усиления (КУ) обратной связи $A\Phi M$.

Из формулы (4) найдем силу натяжения замыкающей пружины, соответствующую номинальному вращающему моменту:

$$F_{\Pi} = \frac{T_{\rm H}(1 + zCf_{\rm cp})}{zR_{\rm cp}f_{\rm cp}}.$$
 (5)

Таким же образом получим формулу для предельного вращающего момента при уменьшении коэффициента трения до f_{\min} с учетом формул (4) и (5):

$$T'_{\min} = T_{\rm H} \frac{f_{\min}(1 + zCf_{\rm cp})}{f_{\rm cp}(1 + zCf_{\min})}.$$
 (6)

Отсюда, предположив, что $\dfrac{f_{\min}(1+zCf_{\mathrm{cp}})}{f_{\mathrm{cp}}(1+zCf_{\min})} \leq 1,$

получим $f_{\min} < f_{\text{ср}}$, следовательно, $T_{\min} < T_{\text{H}}$.

Если принять одинаковыми вращающие моменты ПФМ и АФМ, устанавливаемые при настройке, то сопоставление моментов T_{\min} и T'_{\min} по формулам (3) и (6) показывает, что $T_{\min} < T'_{\min}$. Таким образом, АФМ позволяет повысить надежность работы машины при уменьшении коэффициента трения, так как расширяется диапазон нагрузок, при которых машина работает без сбоев.

При втором способе настройки номинальный вращающий момент ПФМ обычной точности сра-

батывания определяют как $T_{\rm H} = z F_{\rm II} R_{\rm cp} f_{\rm min}$, а соответствующую этому моменту силу натяжения замыкающей пружины рассчитывают по формуле

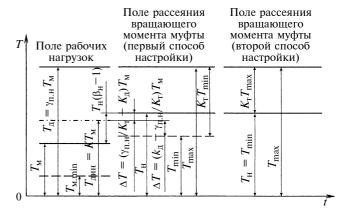
$$F_{\Pi} = T_{\rm H}/(zR_{\rm cn}f_{\rm min}). \tag{7}$$

Сопоставление формул (2) и (7) показывает, что при одинаковых номинальных вращающих моментах сила F_{Π} в последнем случае больше. При этом выполняется равенство $T_{\rm H}=T_{\rm min}'$, где $T_{\rm min}'-$ вращающий момент муфты при минимальном коэффициенте трения. С учетом формулы (3) можно записать $T_{\rm min}'>T_{\rm min}$, что свидетельствует о смещении поля рассеяния значений предельного вращающего момента муфты.

На рисунке показано поле рабочих нагрузок машины, в приводе которой установлена предохранительная муфта. Предельная допускаемая нагрузка ограничена вращающим моментом $T_{\rm д}$, который наиболее слабое звено может воспринимать без поломок. Величину этого момента определяет коэффициент $\gamma_{\rm п.н}$ превышения нагрузки [1]. Возникающие динамические нагрузки показаны на рисунке линией $T_{\rm дин}$ динамического момента. Их возникновение обусловлено неуравновешенностью элементов привода, а также действием сил и моментов инерции деталей и узлов привода в режимах пуска и торможения.

Действие динамических нагрузок не должно приводить к разрушению элементов привода, и в том числе слабого звена, поэтому линия динамического момента ($T_{\text{дин}}$) находится ниже линии вращающего момента (T_{π}).

При использовании ПФМ обычной точности срабатывания вращающий момент $T_{\rm д}$ зависит от максимального вращающего момента $T_{\rm max}$ муфты, который она может передать в случае увеличения коэффициента трения до максимального значения (см. рисунок). В этих муфтах точность срабатывания не регулируется, что и определяет зависимость.



Поле рабочих нагрузок машины и поля срабатывания предохранительной фрикционной муфты при различных способах ее настройки

В технологических машинах рабочая нагрузка, необходимая для нормального протекания технологического процесса, непостоянна: значения колеблются в некоторых пределах. Это связано с изменением физико-механических свойств обрабатываемой среды и, следовательно, сил сопротивления при ее перемещении. Поэтому на рисунке поле рабочих нагрузок машины ограничено линиями $T_{\rm M.min}$ и $T_{\rm M.min}$ ($T_{\rm M.min}$ — минимальный вращающий момент, необходимый и достаточный для нормального протекания технологического процесса).

Положение линии $T_{\rm дин}$ динамического вращающего момента относительно линии $T_{\rm M}$ номинального момента машины зависит от коэффициента $K_{\rm L}$ динамичности ($K_{\rm L} > 1$). Положение линий номинального вращающего момента $T_{\rm H}$ ПФМ (для обоих способов настройки) относительно линии $T_{\rm M}$ номинального момента машины определяется по формуле (1) коэффициентом $P_{\rm H}$ запаса сцепления [1].

Настроечный вращающий момент $T_{\rm H}$ муфты должен быть таким, чтобы исключалась возможность пробуксовки пар трения муфты под действием динамических нагрузок. Поэтому линии настроечного вращающего момента (для обоих способов настройки) находятся несколько выше линии $T_{\rm дин}$ динамического момента. Разность между настроечным вращающим моментом муфты и динамическим моментом в приводе соответственно $T_{\rm H}-T_{\rm дин}=T_{\rm M}(\beta_{\rm H}-K_{\rm J})$, откуда следует, что при настройке ПФМ должно выполняться условие $\beta_{\rm H}>K_{\rm J}$.

Анализ первого способа настройки муфты. Согласно расположению полей рассеяния рабочих нагрузок машины и вращающего момента муфты (по первому способу настройки) образуется локальное поле вращающих моментов с нижним граничным значением $T_{\rm H}$ и верхним граничным значением $T_{\rm дин}$. Следовательно, возможна ситуация, когда вращающий момент, который способна передавать муфта, будет меньше динамического момента. Это означает возможность немотивированного срабатывания муфты при отсутствии внешних перегрузок и ненадежной работы машины, обусловленной прерыванием технологического процесса. Ширина этих полей определяется формулой

$$\Delta T = \left(K_{\rm A} - \frac{\gamma_{\rm \Pi.H}}{K_{\rm T}}\right) T_{\rm M}.\tag{8}$$

Следовательно, ширина поля зависит от коэффициентов $K_{\rm II}$, $\gamma_{\rm II.H}$ и $K_{\rm T}$. Ширина поля равна нулю, а само поле вырождается в линию, соответствующую верхней границе поля, если разность в формуле (8) обращается в ноль, что является условием высокой надежности работы $\Pi\Phi M$ при настройке первым способом.

Определим соотношение, при котором выполняется данное условие.

Поскольку для исключения поломок наиболее слабого звена привода максимальный вращающий момент $\Pi \Phi M$ не должен превышать вращающий момент $T_{\rm д}$, примем эти моменты равными (см. рисунок).

Тогда

$$\gamma_{\Pi,H} = T_{\text{max}}/T_{\text{M}}.$$
 (9)

Следовательно,

$$K_{\rm T} = T_{\rm max}/T_{\rm min}.\tag{10}$$

С учетом выражений (9) и (10) условие имеет вид:

$$K_{\rm A} - \frac{T_{\rm min}}{T_{\rm M}} = 0. \tag{11}$$

Поскольку $K_{\rm J}=T_{\rm ДИН}/T_{\rm M}$, то условие (11) выполняется в том случае, если $T_{\rm min}=T_{\rm ДИН}$. Тогда настроечный вращающий момент муфты

$$T_{\rm H} = K_{\rm I}K_{\rm T.H}T_{\rm M},\tag{12}$$

где $K_{\text{т.н}}$ — коэффициент точности ПФМ при недогрузке [7], находится по формуле $K_{\text{т.н}} = T_{\text{н}}/T_{\text{min}}$.

В соответствии с формулой (12) коэффициент запаса сцепления при настройке муфты должен определяться из выражения $\beta_{\rm H} = K_{\rm L} K_{\rm L.~H.}$

По данным работы [1], как правило, принимают $\beta_{\rm H}=1,25$. Для современных сочетаний фрикционных материалов, применяемых в ПФМ, $K_{\rm T.H}=1,2\div1,3$ [8], поэтому даже в тех случаях, если $K_{\rm L}=1,0\div1,1$ (для машин с небольшими разгоняемыми массами и переменными нагрузками, вызываемыми внутренними факторами привода), указанная величина коэффициента $\beta_{\rm H}$ недостаточна, поскольку линия $T_{\rm min}$ вращающего момента муфты может попадать в поля рабочих нагрузок машины, т. е. $T_{\rm M}$ min \div $T_{\rm M}$. Это приведет к немотивированному срабатыванию муфты даже при отсутствии перегрузок на рабочем органе машины.

При больших значениях коэффициента $K_{\! {\ \, }}$ (для машин со средними и большими разгоняемыми массами, средней и значительной переменной нагрузкой в виде ударов) срабатывание ПФМ при вращающем моменте, равном моменту T_{\min} , приведет при отсутствии внешних перегрузок, действующих на рабочий орган машины, к прерыванию хода технологического процесса, т. е. отказу.

Анализ второго способа настройки муфты. При втором способе настройки даже в случае уменьшения коэффициента трения до минимального значения имеется запас сцепления (по вращающему моменту):

$$\Delta T' = \left(\frac{\gamma_{\Pi.H}}{K_{T}} - K_{\Lambda}\right) T_{M}. \tag{13}$$

Тогда выражение $\frac{\gamma_{\Pi.\mathrm{H}}}{K_{\!\scriptscriptstyle \mathrm{T}}} - K_{\!\scriptscriptstyle \mathrm{J}}$ определяет запас

сцепления по вращающему моменту, гарантирующий надежную передачу нагрузки, необходимой для нормального технологического процесса, выполняемого машиной.

Отсутствие немотивированных срабатываний ПФМ повышает срок службы элементов фрикционной группы путем уменьшения их износа и оптимизации теплового режима работы муфты.

Отношение настроечного вращающего момента муфты к динамическому моменту привода машины, определяющее ширину поля ΔT вращающих моментов, ориентировочно определяется как $T_{\rm H}/T_{\rm ДИН}=1{,}05\div1{,}1.$

В этом случае ширина поля вращающих моментов

$$\Delta T' = (0.05 \div 0.1) T_{\text{muh}}. \tag{14}$$

Приравняем правые части выражений (13) и (14), учитывая, что $T_{\text{дин}} = K_{\text{д}} T_{\text{м}}$, получим:

$$\gamma_{\Pi,H} = (1,05 \div 1,1) K_{\Pi} K_{T}. \tag{15}$$

Это позволяет определить коэффициент превышения нагрузки, действующей в приводе машины, зная величины коэффициента динамичности привода и коэффициента точности предохранительной муфты. Следовательно, можно определить нагрузки, действующие на слабое звено привода, и рассчитать его на прочность.

Если наиболее слабое звено привода находится в защищаемой предохранительной муфтой части, то действующая на это звено нагрузка известна чаще всего априорно, поэтому в данном случае одной из задач проектирования является определение необходимой точности срабатывания муфты. Поэтому можно заранее оценить коэффициент $\gamma_{\Pi. \, H}$ и, используя выражение (15), найти значение коэффициента $K_{\rm T}$, по которому и выбрать тип ПФМ. Выбор предохранительной муфты обычной точности срабатывания будет неправильным, так как точность ее срабатывания практически не регулируется [1].

Оптимальным будет использование AФM [6], к достоинствам которой можно отнести высокую точность срабатывания и возможность регулирования.

Исследуем точность срабатывания ПФМ при рассмотренных способах ее настройки в связи с различной шириной поля срабатывания. При первом способе настройки ширина поля срабатывания муфты

$$\Delta T^{\prime\prime} = T_{\text{max}} - T_{\text{min}}$$

С учетом формулы (3) получим:

$$\Delta T^{"} = \frac{T_{\rm H}}{f_{\rm cp}} (f_{\rm max} - f_{\rm min}). \tag{16}$$

При втором способе настройки имеем:

$$\Delta T^{\prime\prime\prime} = T_{\rm H}(K_{\rm T} - 1).$$

Учитывая, что

$$K_{\rm T} = f_{\rm max}/f_{\rm min},\tag{17}$$

получим:

$$\Delta T^{\prime\prime\prime} = \frac{T_{\rm H}}{f_{\rm min}} (f_{\rm max} - f_{\rm min}). \tag{18}$$

Сопоставление выражений (16) и (18) показало, что $\Delta T''' > \Delta T''$, так как $f_{\min} < f_{\text{cp}}$.

Коэффициент точности муфты при втором способе настройки определяется выражением (17).

Коэффициент точности при первом способе настройки определяется выражением (10), тогда максимальный вращающий момент, с учетом формулы (3) $T_{\rm max} = T_{\rm H} f_{\rm max}/f_{\rm cp}$, следовательно,

$$K_{\rm T} = T_{\rm max}/T_{\rm min} = f_{\rm max}/f_{\rm min}.$$
 (19)

Формулы (17) и (19) идентичны, следовательно, способ настройки $\Pi\Phi M$ не влияет на точность ее срабатывания.

Недостатком второго способа настройки $\Pi\Phi M$ является необходимость увеличения коэффициента $\gamma_{\Pi,H}$ вследствие смещения вверх (см. рисунок) линии T_H настроечного вращающего момента. Поэтому использование в $\Pi\Phi M$ обычной точности срабатывания нецелесообразно. Использование ΦM позволяет уменьшить коэффициент ΦM почности и тем уменьшения коэффициента ΦM точности и тем самым снизить действующие в приводе перегрузки.

Выводы

- 1. При одинаковых настроечных вращающих моментах применение АФМ обеспечивает по сравнению с ПФМ обычной точности срабатывания более высокую надежность привода машины в случае уменьшения коэффициента трения ниже среднего значения, вследствие расширения поля вращающих моментов.
- 2. Для обеспечения надежной работы привода при настроечном вращающем моменте ПФМ коэффициент запаса сцепления муфты при настройке должен быть больше коэффициента динамичности привода.
- 3. Настройка ПФМ по среднему значению коэффициента трения приводит к ее немотивированному срабатыванию при уменьшении коэффициента трения ниже среднего значения.
- 4. Настройка ПФМ по минимальному значению коэффициента трения исключает срабатывание в случае уменьшения коэффициента трения ниже среднего значения как в результате динамических нагрузок в приводе, так и от вращающего момента,

необходимого для выполнения технологического процесса машины.

- 5. При настройке ПФМ по минимальному значению коэффициента трения коэффициент превышения номинальной нагрузки в приводе определяется произведением коэффициентов динамичности и точности муфты.
- 6. При одинаковом настроечном моменте ПФМ точность ее срабатывания не зависит от способа настройки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Поляков В. С., Ряховский О. А. Справочник по муфтам. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд. 1974. 352 с.

- 2. Дьяченко С. К., Киркач Н. Ф. Предохранительные муфты. Киев: Гостехиздат УССР, 1962. 122 с.
- 3. **Крагельский И. В., Виноградова И. Э.** Коэффициенты трения. М.: Машгиз, 1962. 220 с.
- 4. **Афанасьев М. К.** Исследование фрикционных муфт повышенной точности ограничения нагрузки: Дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1971. 21 с. Машинопись.
- 5. **Шишкарев М. П.** Эффективность применения адаптивных фрикционных муфт // Изв. вузов. Машиностроение. 2001. № 1. С. 27—31.
- 6. **Есипенко Я. И. Паламаренко А. З., Афанасьев М. К.** Муфты повышенной точности ограничения нагрузки. Киев: Техніка, 1972. 168 с.
- 7. **Петриченко В. А.** Разработка и исследование фрикционных муфт повышенной точности ограничения нагрузки: Дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1982. 19 с. Машинопись.
- 8. **Трение** и износ фрикционных материалов / Под ред. А. В. Чичинадзе. М.: Наука, 1977. 136 с.

УДК 621.838.1

В. П. БОНДАЛЕТОВ, канд. техн. наук, Т. Е. БЫКОВА, Л. В. ШЕНКМАН (КГТА им. В. А. Дегтярева, ОАО "ЗиД", г. Ковров)

Механические потери в храповых механизмах свободного хода блочного типа

Определено влияние конструкции механизма свободного хода блочного типа на механические потери при работе в составе импульсной бесступенчатой передачи. Результаты теоретического анализа подтверждены экспериментально.

Ключевые слова: храповой механизм свободного хода, механические потери, импульсная бесступенчатая передача, коэффициент полезного действия, момент сопротивления.

Influence of design of the overrunning clutch of building-block fashion upon mechanical loss at operation composed of a pulse infinitely variable speed transmission has been determined. Results of theoretical analysis were confirmed experimentally.

Keywords: overrunning brake ratchet, mechanical loss, pulse infinitely variable speed transmission, efficiency factor, moment of resistance (drag torque).

Храповые механизмы свободного хода (MCX) блочного типа применяются в импульсных механических бесступенчатых передачах и используются попарно, в соответствии с принципом их работы.

В начальный период разгона импульсной механической передачи (рис. 1) ведущий вал 4 двигателя и жестко связанная с ним шестерня 1 внутреннего зацепления вращают сателлиты 2 с неуравновешенными грузами 3. В результате создаются импульсы переменного направления в виде окружной силы на шестерне вала-реактора 5. При прямом импульсе замыкается выходной МСХ 7 с валом 8, при обратном импульсе — корпусной МСХ 6, препятствующий обратному повороту вала-реактора 5.

При достижении выходным валом скорости, соответствующей 80% угловой скорости вала 4, выходной MCX 7 замыкается, а корпусной MCX 6 работает в холостом режиме.

МСХ блочной конструкции (рис. 2) обеспечивает работоспособность при высокой частоте вращения ($n_{\min}=3$ мин $^{-1}$) и малом шаге замыкания ($\Delta_{\min}\approx30^\circ$). Профиль зуба храповика близок по форме части окружности с радиусом $R_{\rm p}$. Это обеспечивает устойчивое скольжение собачек при движении на холостом ходу даже при малом усилии прижатия собачек к профилю зуба храповика, что позволяет

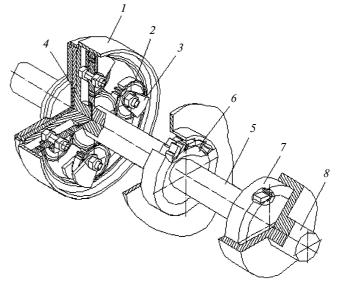


Рис. 1. Конструкция храпового МСХ блочного типа

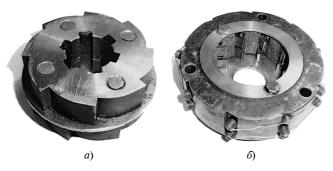


Рис. 2. Блок храповых МСХ наружного замыкания (a) и его корпус (b)

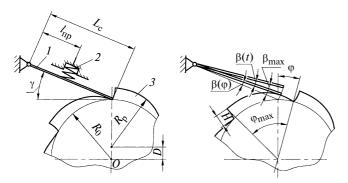


Рис. 3. Физическая модель храпового МСХ

применять данную конструкцию в устройствах, в которых используются MCX различных конструкций (роликовые, клиновые, микрохраповые и т. д.).

Так как в импульсной бесступенчатой передаче имеют место продолжительные вращения МСХ на холостом ходу, целесообразно определить механические потери в МСХ, вызванные трением.

Наибольшие механические потери в данных МСХ происходят при скольжении собачки по поверхности зуба храповика. Характер этого скольжения определяется математическим описанием движения собачки с учетом прерывистости профиля и его кривизны. Физическая модель храпового МСХ приведена на рис. 3.

Продолжительность скольжения собачки 1 по профилю зуба от начала соскока до момента следующего соскока, определяемого шагом ϕ_{max} храповика 3, разобьем на три части: первая часть — продолжительность поворота собачки с момента соскока до момента касания следующего профиля; вторая — продолжительность упругопластического удара с одновременным скольжением; третья часть продолжительность упругого отскока, вызванного потенциальной энергией упругой деформации собачки и профиля зуба в зоне контакта. Затем происходит равномерное скольжение под действием пружин 2 собачки до следующего соскока. Каждую часть процесса скольжения собачки можно описать математически.

Продолжительность поворота собачки при соскоке определяется углом поворота с вершины зуба до момента касания следующего профиля:

$$\beta(t) = -\frac{P\cos qt}{q^2} + \frac{P}{q^2},\tag{1}$$

где $q^2 = C_{\rm p} L_{\rm c}/J_{\rm c}$; $P = P_0 L_{\rm c}/J_{\rm c}$ (здесь $C_{\rm p}$ — жесткость пружины; P_0 — предварительное сжатие пружины; $L_{\rm c}$ — длина собачки; $J_{\rm c}$ — момент инерции собачки относительно оси ее крепления).

Полный поворот собачки (см. рис. 3) при неподвижном храповике определяется максимальным углом:

$$\beta_{\text{max}} = \arccos \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{H}{L_c \cos \gamma} \right)^2 \right]. \tag{2}$$

При вращении храповика за время t с момента начала соскока собачка повернется на угол $\beta(t)$, определяемый выражением (1), а храповик повернется на угол $\varphi(t) = \omega t$, где ω — угловая скорость храповика.

Профиль зуба храповика в точке касания собачки за это время поднимется на высоту $h(\varphi) = D\cos(\varphi_{\max} - \varphi) + \sqrt{R_{\rm p}^2 + D^2\sin^2(\varphi_{\max} - \varphi)} - R_0$, что соответствует повороту собачки от нижнего положения до точки контакта:

$$\beta(\varphi) = \arccos\left[1 - \frac{1}{2}\left(\frac{h(\varphi)}{L_c \cos\gamma}\right)^2\right]. \tag{3}$$

Время t момента касания собачки профиля следующего зуба определяется путем совместного решения уравнений (1)—(3):

$$\beta_{\text{max}} = \beta(t) + \beta(\varphi) = \arccos\left[1 - \frac{1}{2}\left(\frac{H}{L_c \cos \gamma}\right)^2\right]. (4)$$

Скорость соударения собачки с профилем зуба определяется из уравнения (1) дифференцированием и подстановкой значения t:

$$\dot{\beta}(t) = P \sin qt/q = v_{VII}.$$

Скользящий удар собачки о поверхность зуба храповика описывается уравнением с использованием показателей пластической твердости материалов соударяющихся тел [1].

Наибольшее усилие при ударе:

$$P_{\max} = \frac{b^{\frac{1}{n+1}}}{\cos^{\frac{2n}{n+1}}} \left(\frac{J_{c}\omega^{2}(n+1)}{2} \right)^{\frac{n}{n+1}},$$

где $n = 0,446 (H Z)^{0,11} (D_{\rm пp} + 2)^{0,028}; b = 2,33 (H Z) \times (D_{\rm пp} + 1); D_{\rm пp}$ — приведенный диаметр соударяющихся поверхностей; H Z — показатель пластической твердости материалов [1].

Время, за которое достигается максимальная деформация при соударении:

$$t_1 = U(n) \sqrt{\frac{J_c(n+1)}{2L_c^{n+1}b\cos\gamma^{(n-1)}}},$$

здесь выражение U(n) решается с помощью Гаммафункции [4]:

$$U(n) = \frac{\sqrt{\pi}\Gamma\left(\frac{1}{n+1}\right)}{(n+1)\Gamma\left(\frac{1}{n+1} + \frac{1}{2}\right)}$$

Отношение времени t_1 к времени t_2 , затрачиваемому на восстановление упругой деформации, равно соотношению скорости $v_{\rm уд}$ удара к скорости $v_{\rm от}$ отскока, т. е. $t_2/t_1 = v_{\rm ot}/v_{\rm yd} = 0.95$.

Движение собачки под действием упругой деформации описывается уравнением

$$\beta(t_2) = -\frac{P}{q^2}\cos qt_2 + \frac{v_{\text{OT}}}{qL_c}\sin qt_2 + \frac{P}{q^2}.$$

Отскок продолжается до момента остановки собачки, т. е. когда $\beta(t_2)=0$. Отсюда определяется время t_2 отскока. Далее расчет ведется по уравнению (1) с учетом параметров пружины, соответствующими положению собачки в момент, соответствующий времени t_2 .

По результатам расчета построена эпюра скольжения собачки по профилю зуба храповика по длине всего профиля (рис. 4). Проведенное осциллографирование движения собачки и регистрация следа собачки на поверхности храповика (рис. 5) подтверждают правильность расчета.

Оценивая характер контакта собачки по профилю храповика, следует отметить, что на дуге, соответствующей 3/4 длины профиля зуба, собачка прижимается к поверхности зуба постоянным усилием $P_{\rm пр}$, а на остальной части усилие переменное и определяется скоростным режимом МСХ. Два участка (см. рис. 4, A и B) неустановившегося движения собачки оказывают противоположное влияние на потери в МСХ в результате трения на участке A собачка не касается профиля зуба — потери меньше, на участке B усилие возрастает в B раза — потери увеличиваются.

В целом среднее усилие сопротивления составляет

$$P_{\rm cp} = \frac{\frac{3}{4} P_{\rm np} \varphi_{\rm max} + P_{\rm max} \frac{1}{4} \varphi_{\rm max}}{\varphi_{\rm max}} f,$$

где f — коэффициент трения скольжения.

Момент сопротивления в МСХ при наличии N храповых дисков и K собачек определяется уравнением $M_{\rm con.MCX} = NKP_{\rm cp}R_{\rm cp.xp}$, где $R_{\rm cp.xp} = R_0 + h/2$ средний радиус храповика, составляющий сумму радиуса R_0 впадины и половины высоты H зуба.

Для оценки сопротивления в МСХ относительно общего сопротивления в импульсной передаче следует рассмотреть суммарные потери. Среднее значение момента $M_{\text{соп.MCX}}$ в блочном МСХ при $P_{\text{пр}}=2.5\,$ H, $R_0=30\,$ мм и $h=4\,$ мм составляет 0,228 H·м. С учетом КПД двух муфт, импульсной

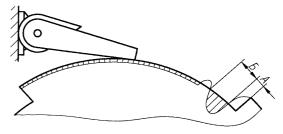


Рис. 4. Схема скольжения собачки по профилю храповика



Рис. 5. Следы собачек на поверхности храповиков

передачи, двух МСХ и пяти пар подшипников качения общий КПД передачи имеет вид:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{\text{под}}^5 \, \eta_{\text{им}} \eta_{\text{муф}}^2 \, \eta_{\text{MCX}}^2$$
 .

КПД импульсной передачи без учета потерь в подшипниках [3]:

$$\eta_{\text{им}} = 0.98 / \left\{ 1 + \left[i_{\Pi\Pi} / \left(1 - \frac{z_3}{z_1} \right) - 1 \right] \psi_{\Pi \text{OT}} \right\}.$$

Коэффициент потерь в зацеплении импульсного механизма:

$$\psi_{\text{TIOT}} = 2\pi f \left(\frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_3}\right) \left(1 - \varepsilon + \frac{1}{2}\varepsilon^2\right),\,$$

где ϵ — коэффициент торцевого перекрытия.

Момент двигателя, используемый на преодоление всех механических потерь, $M_1 = 1,144~{\rm H\cdot m}$. Момент, затрачиваемый на преодоление сопротивления только в двух МСХ, $M_{\rm con.MCX} = 0,456~{\rm H\cdot m}$. Доля механических потерь, затрачиваемых в храповом МСХ блочного типа от всех механических потерь в импульсной передаче:

$$M_{\text{COII.MCX}}/M_1 = 0.456/1.144 \approx 0.4.$$

Таким образом, определено влияние конструкции механизма свободного хода блочного типа на механические потери импульсной бесступенчатой передачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Дрозд М. С., Матлин М. М., Сидякин Ю. И.** Инженерные расчеты упругопластической деформации. М.: Машиностроение, 1986. 230 с.
- 2. Пат. 2224153 РФ: МКИ F16H 27/02 F16D 41/12. Микрохраповой механизм для высокоскоростных инерционных трансформаторов.
- 3. **Планетарные** передачи: Справочник / Под ред. В. Н. Кудрявцева. Л.: Машиностроение, 1977.
- 4. **Бронштейн И. Н., Семендяев К. А.** Справочник по высшей математике. М.: Наука, 1980.

В. Я. ГЕРАСИМОВ, д-р техн. наук, Д. Н. ПАРЫШЕВ (ГУ, г. Курган)

Долговечность резьбовых соединений при действии переменных напряжений изгиба

Дана оценка долговечности резьбовых соединений "болт—гайка" из стали 40X при действии переменных изгибающих напряжений. По изменению электропроводности металла в резьбовом профиле болтов получено предельное число циклов для нарезанной и накатанной резьбы.

Ключевые слова: резьбовое соединение "болт—гайка", долговечность, циклическое нагружение, неразрушающий контроль методом электропроводности.

Working life evaluation of threaded joints of "bolt—screw nut" type from steel 40X grade at action of variable bending stresses has been given. The limit number cycles for cut and milled threads has been obtained per the metal conductance change in the bolt-screw profile.

Keywords: threaded joint of "bolt—screw nut" type, working life, repeated loading, non-destructive inspection by conductance method.

При механических испытаниях резьбовых соединений применяют силовое нагружение до разрушения стержневого резьбового изделия (например болта, винта или шпильки) и определяют временное сопротивление как основную характеристику статической прочности. Однако в ряде случаев резьбовые соединения воспринимают переменные нагрузки в виде растягивающей силы или изгибающего момента [1] и их долговечность зависит от схемы нагружения, механических свойств изделий и способа изготовления резьбы.

В работе дана оценка долговечности резьбовых соединений типа "болт—гайка" с резьбой M22 × 2,5, изготовленных из стали 40Х. Резьба на гайках нарезана метчиками, на болтах — резьбовыми гребенками (первый вариант) и накатыванием роликами (второй вариант). Оба способа изготовления резьбового профиля стержневых крепежных изделий общего и специального назначения широко применяются в метизном производстве.

Структурное состояние металла в резьбовом профиле после наработки определенного числа циклов нагружения по схеме переменного изгиба оце-

нивали с помощью неразрушающего метода электропроводности [2, 3].

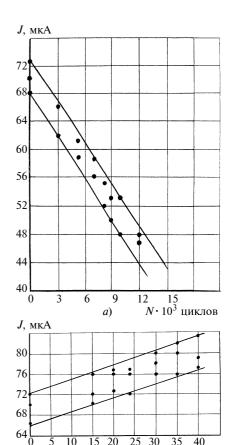
Напряжения изгиба составили: $\sigma_{\min} = 117$ МПа и $\sigma_{\max} =$ = 234 МПа. Электропроводность металла оценивали по величине силы тока І, мкА, измеряемой микроамперметром, включенным в электрическую цепь генератора высокочастотных электромагнитных колебаний Контролирующий элемент — точечный индуктивный датчик с концентратором магнитного поля в виде тонкого (до 2 мм) ферритового сердечника, устанавливали на резьбовой участок болтов в зоне впадин. Именно во впадинах резьбового профиля возникают и накапливаются структурные изменения в металле, что отражается на взаимодействующем с ним электромагнитном поле датчика и влияет на возникающие вихревые токи и индуктивность катушки датчика.

Применение данного метода дает широкие возможности при неразрушающем контроле свойств металла резьбовых изделий и позволяет получать точные и достоверные данные о структурном состоянии металла, а также оценивать долговечность резьбовых соединений.

По результатам исследования определяли электропроводность при изменении числа циклов $N \cdot 10^3$ нагружения от нуля для исходного резьбового профиля до предельной величины, соответствующей усталостному разрушению резьбы. Были получены поля рассеяния значений силы тока с учетом их отклонений (рисунок).

Анализ полученных зависимостей позволил сделать следующие обобщения.

1. Величина и изменение электропроводности металла под впадинами зависят от технологии изготовления резьбы. При усталостных испытаниях резьбовых соединений по схеме переменного изгиба при нарезании резьбового профиля получено непрерывное уменьшение электропро-



Поле рассеяния значений силы тока при усталостных испытаниях с переменным изгибом болтов $M22 \times 2,5$ из стали 40X с нарезанной (a) и накатанной (b) резьбой

6)

 $N \cdot 10^3$ циклов

водности. Предельное число циклов нагружения составило $\approx 25~000$.

- 2. При испытаниях соединений с накатанным резьбовым профилем получено непрерывное увеличение электропроводности. Предельное число циклов нагружения составило ≈ 89 000, что в 3,6 раза выше предельного значения для нарезанной резьбы.
- 3. Резкое повышение долговечности резьбовых соединений с накатанным на болтах резьбовым профилем можно объяснить тем, что процесс возникновения и накопления дефектов структурного состояния металла под впадинами резьбы существенно отличается от изменений для нарезанного профиля, для которого характерным является интенсивная концентрация напряжений и развитие усталостных трещин в процессе испытаний.

При накатывании резьбы происходит уплотнение и упрочнение металла под впадинами, что приводит к снижению концентрации напряжений при воздействии переменных изгибающих напряжений. Кроме того, разрушение изделий с накатанной резьбой можно сравнить с разрушением образцов с концентраторами напряжений, для которых получено увеличение статической прочности на 60 % по сравнению с гладкими образцами [5].

При действии переменных изгибающих напряжений происходит "доупрочнение" металла под

впадинами накатанной резьбы (при сохранении целостности волокон), что приводит к повышению электропроводности (см. рисунок, δ). При этом повышается статическая прочность резьбовых изделий, подвергаемых циклическому нагружению по схеме растяжения [6], что является дополнительным подтверждением установленного характера изменения физических свойств упрочненного металла в профиле накатанной резьбы.

На основании полученных результатов можно сделать вывод: при выборе технологии изготовления резьбы на стержневых крепежных изделиях необходимо учитывать их целевое назначение и схемы силового нагружения в статическом и циклическом режимах. В первую очередь это относится к нагружению резьбовых соединений переменным изгибающим моментом, который вызывает интенсивное накопление дефектов в металле под впадинами нарезанной резьбы. В качестве примера можно привести гибкие стержневые упоры в виде резьбового соединения, подвергаемые переменному изгибу в упругой области при работе сталежелезобетонных пролетных строений автодорожных мостов [7, 8].

Общий вывод заключается в том, что полученный положительный эффект повышения долговечности резьбовых соединений типа "болт — гайка" необходимо учитывать при эксплуатации

и нагружении специальных видов крепежных изделий и соединений при действии переменных напряжений изгиба с учетом несоосности опорных поверхностей болта и гайки, при внецентренном приложении нагрузки и вследствие деформации резьбовых деталей при силовом нагружении.

БИБЛИОГРАФЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Биргер И. А., Иосилевич Г. Б.** Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. 256 с.
- 2. **Герасимов В. Я.** Электроиндуктивный контроль деформационного упрочнения калиброванной стали // Сталь. 1993. № 8. С. 62.
- 3. **Герасимов В. Я., Мосталь- гин Г. П., Герасимова О. В.** Применение неразрушающего электроиндуктивного контроля свойств деформированного металла // Технология машиностроения. 2003. № 4. С. 41, 42.
- 4. **A. с. 1837222 СССР:** МКИ⁵ G 01 N 27/90. Устройство для вихретокового контроля.
- 5. **Фридман Я. Б.** Механические свойства металлов. В 2 ч. Ч. 2. Механические испытания. Конструкционная прочность. М.: Машиностроение, 1974. 368 с.
- 6. **Герасимов В. Я., Парышев Д. Н.** Повышение прочности болтов на основе деформационной тренировки переменными растягивающими напряжениями // Изв. вузов. Машиностроение. 2006. № 9. С. 25—28.
- 7. **Пат. 2166674 РФ:** МКИ⁷ F 16 В 33/00. Упор гибкий стержневой.
- 8. **Копырин В. И., Сидоров В. К., Калашников Б. Ф.** Производство новой конструкции упоров для сталежелезобетонных пролетных строений автодорожных мостов // Транспортное строительство. 1999. № 5. С. 7—9.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописей смотрите в №7 за 2009 г. на второй странице обложки.

Д. И. ЧЕРНЯВСКИЙ, д-р. техн. наук, Д. Д. ЧЕРНЯВСКАЯ (Омский ГТУ, г. Омск)

Критерий формирования плоского фронта ударной волны в стержнях

Рассматривается критерий формирования плоского фронта ударной волны в цилиндрических элементах ударных устройств. Проведено сравнение полученных результатов с известными экспериментальными данными.

Ключевые слова: ударное устройство, стержень, плоский фронт, ударная волна.

Criterion of forming of plane front of a shock wave in cylindrical elements of shock devices is considered. The results obtained are compared with known experimental data

Keywords: shock device, rod, plane front, shock wave.

На исполнительных органах ряда технических устройств формируется ударный импульс. К ним относятся перфораторы, копры, автоматические молотки, ломы, а также различные ударные испытательные стенды.

Анализ конструкций существующих машин ударного действия показал, что в качестве расчетной наиболее часто используют модель соударения двух прямых цилиндрических стержней, в которых формируется ударная волна, характеризуемая плоским фронтом [1—3], что существенно упрощает расчеты ударной машины. Однако возникает необходимость в четком определении критериев использования данного метода. Как правило, рассматривают удар двух стержней с абсолютно плоскими торцами, которые и формируют плоскую волну. В работе [4] показано, что в результате многократных ударов торцов стержней друг о друга их плоские поверхности деформируются, приобретая форму поверхности второго порядка. т. е. удар становится точечным или с малой контактной зоной. Фронт формируемой в стержнях ударной волны имеет форму, близкую к сферической. Поэтому необходим критерий, определяющий параметры удара, при сферический которых фронт ударной волны можно считать плоским.

В работе [5] рассмотрен продольный удар двух стержней с учетом местного сжатия в линейной постановке. Ударная система с точки зрения распределения напряжений в поперечных сечениях разбивается на два участка по длине стержня: участок с существенно неравномерным распределением напряжений и участок, где напряжения практически одинаковые. При этом для определения длины приконтактного участка с неравномерным распределением напряжений предлагается выражение

$$h = 2.5\sqrt{F/\pi}, \qquad (1)$$

где F — площадь поперечного сечения стержня; h — расстояние от центра удара вдоль стержня.

Для цилиндрического стержня радиусом r из выражения (1) получим:

$$h = 2.5r. \tag{2}$$

Выражение (1) приближенное и соответствует случаю, когда контактная площадка по сравнению с сечением стержня мала (точечный удар). Исходя из выражения (2), можно считать, что при условии h > 2.5r фронт ударной волны в стержне становиться плоским.

Рассмотрим данный вопрос с геометрической точки зрения. Схема ударного механизма приведена на рис. 1. Здесь $D_{\rm 0}$ и $D_{\rm u}$ — диаметры соответственно бойка

и штанги инструмента; L_6 — длина бойка; $L_{\rm u}$ — длина штанги инструмента; R_6 и $R_{\rm u}$ — радиусы скругления ударных торцов соответственно бойка и штанги инструмента; P_6 и $P_{\rm u}$ — высоты ударных торцов соответственно бойка и штанги инструмента; $K_{\rm u}$ — высота конической части штанги инструмента.

Рассмотрим формирование ударной волны в одном из стержней, например бойке (рис. 2). Точ-

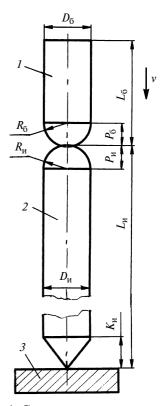


Рис. 1. Схема ударного механизма: 1- боек, 2- штанга бурового инструмента с буровым инструментом, 3- строительная конструкция (железобетон)

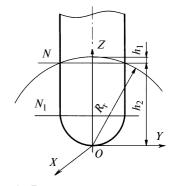


Рис. 2. Расчетная схема распространения ударной волны в стержне

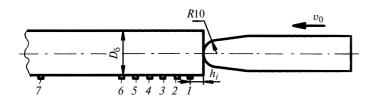


Рис. 3. Схема соударения двух стержней: 1-7- датчики

Экспериментальные данные

Датчик (поз. на рис. 3)	<i>R</i> _T , м	$R_{\scriptscriptstyle m T}/D$	Амплитуда напряжений 1 σ , МПа
1 2 3 4 5 6 7	0,01 0,02 0,03 0,04 0,05 0,06 0,12	0,3 0,6 0,9 1,2 1,5 1,8 3,6	-3,8 +15,5 +22,5 +23,8 +24,2 +24,5 +24,8
1 "+" — сжатие; "-" — <u>:</u>	растяжение	e.	I

ка удара находится на оси симметрии бойка в точке O —начало декартовой системы координат XYZ. Имеется зона бойка, в которой формируется волна сжатия со сферическим фронтом радиусом $R_{\rm T}$. Сферический фронт данной волны пересекает цилиндрическую поверхность бойка по окружности, лежащей в плоскости N, которая находится от начала координат на расстоянии h_2 . Необходимо определить площадь фронта сферической ударной волны высотой h_1 .

Из рис. 2 видно, что с увеличением радиуса $R_{\rm T}$ сферический фронт ударной волны стремится принять форму плоскости в поперечном сечении стержня. Введем критерий Δ , по которому эту часть фронта ударной волны можно считать плоским:

$$\Delta = \frac{S_{c\phi} - S_{\Pi\Pi}}{S_{\Pi\Pi}} = 0.01,$$
(3)

где $S_{\rm cф},\ S_{\rm ПЛ}$ — площади фронтов соответственно сферической и плоской ударных волн, проходящих по поперечному сечению стержня.

Рассчитаем координаты линии пересечения сферического фронта ударной волны и цилиндрической части бойка:

для сферического фронта

$$x^2 + y^2 + z^2 = R_{\rm r}^2$$
, (4)

где x, y, z — текущие координаты фронта ударной волны;

для цилиндрической части бойка

$$x^2 + y^2 = D_6^2 / 4. ag{5}$$

Решая совместно уравнения(4) и (5), получим координату z для плоскости окружности N: $z = \sqrt{R_{\tau}^2 - (D_0^2/4)}$.

С учетом рис. 2 получим: $h_1 + h_2 = R_{\rm T}$; $h_2 = z$; $h_1 = R_{\rm T} - h_2$.

Определим площадь сферического сегмента высотой h_1 :

$$S_{\rm coh} = 2\pi R_{\rm T} \Big(R_{\rm T} - \sqrt{R_{\rm T}^2 - \frac{D_{\rm f}^2}{4}} \, \Big).$$

Площадь плоской ударной волны $S_{\Pi \Pi} = \pi D_{\overline{0}}^2/4$. Из выражения (3) получим:

$$2\pi R_{\rm T} \left(R_{\rm T} - \sqrt{R_{\rm T}^2 - \frac{D_{\rm 0}^2}{4}} \right) =$$

$$= \frac{\pi D_{\rm 0}^2}{4} (1 + 0.01). \tag{6}$$

Решение квадратного уравнения (6) дает два корня:

1) $D_6^2/(4R^2) = 0$, тогда $R_{\rm T} \to \infty$, $D_6 = 0$ (что имеет только теоретическое значение);

2)
$$D_5^2/(4R_T^2) = 0.0392$$
, тогда

$$R_{\rm T} = 2,525, D_{\rm f} = 5,05r_{\rm f}.$$
 (7)

Таким образом установлено, что при удалении сферического фронта ударной волны от центра удара на расстояние $\geq 2,5\,D_6$ ударную волну можно считать плоской. Данное допущение значительно упрощает расчет ударной системы.

Из анализа выражений (2) и (7) видно, что величины коэффициентов отличаются в 2 раза. Это объясняется тем, что в уравнении (7) относительная погрешность составляет 1 %. Если относительную погрешность увеличить в 4 раза, т. е. сделать критерии менее жесткими, получим $R_{\rm T} = 1,26 D_{\rm G} = 2,52 r_{\rm G}$.

В работе [1] приведены результаты эксперимента по соударению двух стержней (рис. 3). На одном из стержней установлены семь тензодатчиков, показывающих наибольшие напряжения в соответствующих сечениях (таблица). Скорость удара $v_0 = 1,25$ м/с. Исследования показали, что на расстоянии 0,05 м от точки ударного контакта напряжения изменяются незначительно. Это свидетельствует о том, что дальше напряжения распределяются равномерно, т. е. фронт волны практически плоский, следовательно, выдвинутое предположение экспериментально подтверждено.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Исследование** взаимодействия инструмента и горной породы при ударном разрушении / Е. В. Александров, В. Б. Соколинский, Г. М. Захариков, Ким Дин Хи. М.: ИГД им. Скочинского, 1967. 178 с.
- 2. Алимов О. Д., Манжосов В. К., Еремьянц В. Э. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах. М.: Наука, 1985. 357 с.
- 3. **Инженерные** методы исследования ударных процессов / Г. С. Батуев, Ю. В. Голубков, А. К. Ефремов, А. А. Федосов. М.: Машиностроение, 1969. 248 с.
- 4. **Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М.** Теоретическая физика. Т. 7. Теория упругости. М.: Наука, 1965.
- 5. **Зегжда С. А.** Продольное соударение стержней. Дисс. ... канд. физ.-мат. наук. Л.: 1966. 163 с.

Ю. С. СТЕПАНОВ, д-р техн. наук, Е. Т. КОБЯКОВ, А. И. ПОЛЯКОВ, кандидаты технических наук (Орловский ГТУ)

Анализ колебаний физического маятника при кинематическом возмущении

Исследованы колебания физического маятника, упруго подвешенного к опорной цапфе жесткого ротора, в условиях кинематического возмущения, обусловленного биением опорной цапфы ротора. Получены расчетно-аналитические зависимости для анализа колебательного процесса и определения усилий взаимодействия элементов системы "ротор—маятник".

Ключевые слова: физический маятник, кинематическое возмущение, опорная цапфа ротора, колебательный процесс, биение, амортизатор.

Oscillations of a physical pendulum elastically suspended to a support pivot shaft of tough rotor are studied in the conditions of kinematic disturbance, caused by the rotor's support pivot shaft beating. The dependences for analysis and calculations of the oscillation process and determination of the interaction efforts of the "rotor—pendulum" system have been obtained.

Keywords: physical pendulum, kinematic disturbance, rotor's support pivot shaft, oscillatory process, beating, shock absorber.

Исследования колебаний массивного жесткого тела, присоединенного к опорной цапфе жесткого ротора посредством упругого звена, представляемого как физический маятник, находящийся в условиях кинематического возмущения вследствие биения опорной цапфы ротора, имеют определенное практическое значение, так как динамическая модель физического маятника соответствует такому узлу роторной системы машины для производства металлокорда, как каретка. Каретка с катушками, на которых намотаны проволоки, подлежащие свиванию, присоединены к опорным цапфам роторов через шариковые подшипники, охваченные резинометаллическими амортизаторами [1], характеристики жесткости которых близки к линейным.

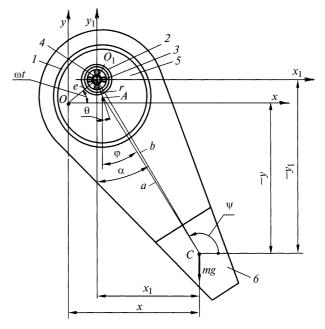
Опыт эксплуатации канатных машин показал, что срок службы амортизаторов ограничен. Одной из причин их разрушения являются биения опорных цапф роторов, вызывающие колебания кареток (физических маятников), вследствие чего увеличиваются нагрузки, воспринимаемые амортизаторами, которые с течением времени изменяются. Циклический характер нагружения материала упругого звена амортизатора (резины) является причиной преждевременного выхода его из строя.

Для определения условий работы амортизатора и составления расчетных зависимостей для вычисления характеристик цикла его нагружения рассмотрим колебания физического маятника, динамическая модель которого представлена на рисун-

ке. Здесь O — проекция оси вращения на перпендикулярную плоскость; O_1 — проекция оси опорной цапфы; $e = OO_1$ — смещение оси опорной цапфы относительно оси вращения ротора (эксцентриситет); A — геометрический центр наружной обоймы амортизатора; С — центр масс маятника (каретки); $r = O_1 A$ — радиальная деформация упругого элемента амортизатора; θ — угол отклонения радиальной деформации упругого элемента амортизатора от вертикали; ф — угол отклонения оси маятника от вертикали; а — угол отклонения отрезка O_1C от вертикали; a, b — размеры сторон ΔO_1AC ; x, y — декартовы координаты центра C масс маятника в неподвижной системе координат ху; x_1y_1 — подвижная система координат, связанная с осью цапфы; $\psi = \frac{\pi}{2} + \phi$ — угол отклонения оси маятника от горизонтали; ωt — угол поворота отрезка

 OO_1 смещения (ω — угловая скорость ротора, t — время). Движение маятника рассматриваем как плоскопараллельное при e = const, при этом принимаем

Движение маятника рассматриваем как плоскопараллельное при e = const, при этом принимаем $\alpha \approx \varphi$, $b \approx a$, так как для наиболее типичного случая $r \ll a$.



Динамическая модель физического маятника (каретка) 1, 2- соответственно, наружное и внутреннее стальные кольца амортизатора; 3- шариковый подшипник; 4- опорная цапфа ротора; 5- упругий элемент амортизатора; 6- тело маятника

Согласно уравнениям плоскопараллельного движения [2]:

$$m\ddot{x} = -cr\sin\theta; \tag{1}$$

$$m\ddot{y} = cr\cos\theta - mg; \tag{2}$$

$$J_{\rm c}\ddot{\psi} = -cra\sin(\varphi - \theta) + M_{\rm Tp},\tag{3}$$

где m — масса маятника; g — ускорение свободного падения; c — коэффициент жесткости упругого элемента амортизатора; $M_{\rm TP}$ — момент сил трения в подшипниках опорных цапф; J_c — момент инерции масс маятника относительно его центральной оси.

В уравнениях (1)—(3) учтено, что амортизатор имеет характеристику жесткости, близкую к линейной. Значения $M_{\rm Tp}$ малы по сравнению с первым слагаемым уравнения (3), однако его наличие может вызывать незатухающие колебания с постоянной амплитудой (автоколебания) [3—5].

Анализ работы канатной машины показал, что автоколебания имеют место, но совершаются при малой амплитуде (угол отклонения маятника от вертикали не превышает 15°), а их частота значительно меньше частоты вращения ротора, поэтому влиянием момента $M_{\rm Tp}$ будем пренебрегать.

Из рисунка имеем:

$$r\sin\theta = x - e\cos\omega t - a\sin\varphi; r\cos\theta = e\sin\omega t - y - a\cos\varphi.$$
 (4)

С учетом выражений (4) уравнения (1)—(3) примут вид:

$$m\ddot{x} + cx - ca\sin\varphi = ce\cos\omega t;$$

$$m\ddot{y} + cy + ca\cos\varphi = ce\sin\omega t - mg;$$

$$J_c\ddot{\varphi} - cxa\cos\varphi - cya\sin\varphi =$$

$$-ca\cos\varphi \cos\omega t - ca\sin\varphi e\sin\omega t.$$
(5)

Приняв во внимание зависимости

$$x = x_1 + e\cos\omega t;$$

$$y = y_1 + e\sin\omega t,$$
(6)

систему уравнений (5) запишем в системе координат x_1y_1 :

$$m\ddot{x}_{1} + cx_{1} - ca\sin\varphi = me\omega^{2}\cos\omega t;$$

$$m\ddot{y}_{1} + cy_{1} + ca\cos\varphi = -mg + me\omega^{2}\sin\omega t;$$

$$J_{c}\ddot{\varphi} - cax_{1}\cos\varphi - cay_{1}\sin\varphi = 0.$$
(7)

Введем переменные

$$\begin{array}{c}
f_1(t) = ca\sin\varphi; \\
f_2(t) = ca\cos\varphi,
\end{array} \tag{8}$$

связанные между собой зависимостью

$$f_1^2 + f_2^2 = (ca)^2. (9)$$

Тогда

$$\ddot{\varphi} = \frac{1}{(ca)^2} (\ddot{f}_1 f_2 - \ddot{f}_2 f_1). \tag{10}$$

С учетом формул (8) и (10) уравнения (7) представим в виле:

$$f_{1}(t) = m\ddot{x}_{1} + cx_{1} - me\omega_{2}\cos\omega t;$$

$$f_{2}(t) = -m\ddot{y}_{1} - cy_{1} - mg + me\omega^{2}\sin\omega t;$$

$$\frac{J_{c}}{(ca)^{2}} \ddot{f}_{1}f_{2} - \ddot{f}_{2}f_{1}) - x_{1}f_{2} - y_{1}f_{1} = 0.$$
(11)

Из третьего уравнения системы (11) получим:

$$\frac{\frac{J_c}{(ca)^2}\ddot{f}_1 - x_1}{f_1} = \frac{\frac{J_c}{(ca)^2}\ddot{f}_2 + y_1}{f_2} = K(t), \tag{12}$$

где K(t) — неизвестный параметр.

Введение параметра K(t) позволяет получить независимые уравнения для функций $x_1(t)$ и $y_1(t)$.

Определив из первых двух уравнений системы (11) в результате дифференцирования f_1 и f_2 , входящих в выражение (12), получим уравнения

$$\frac{J_c m}{(ca)^2} x_{\rm I}^{\rm IV} + \left(\frac{J_c c}{(ca)^2} - Km\right) \ddot{x}_{\rm I} - (1 + cK) x_{\rm I} =$$

$$= -me\omega^{-2} \left(K + \frac{J_c \omega^2}{(ca)^2}\right) \cos \omega t;$$

$$\frac{J_c m}{(ca)^2} y_{\rm I}^{\rm IV} + \left(\frac{J_c c}{(ca)^2} - Km\right) \ddot{y}_{\rm I} - (1 + cK) y_{\rm I} =$$

$$= -me\omega^{-2} \left(K + \frac{J_c \omega^2}{(ca)^2}\right) \sin \omega t + mgK$$

и преобразуем их к виду:

$$x_{1}^{\text{IV}} + \omega_{0}^{2} \left(1 - \frac{a^{2}}{i_{c}^{2}} cK \right) \ddot{x}_{1} - \frac{a^{2}}{i_{c}^{2}} \omega_{0}^{4} (1 + cK) x_{1} =$$

$$= -e \omega_{0}^{2} \omega^{2} \left(\frac{a^{2}}{i_{c}^{2}} cK + \frac{\omega^{2}}{\omega_{0}^{2}} \right) \cos \omega t; \qquad (13)$$

$$y_{1}^{\text{IV}} + \omega_{0}^{2} \left(1 - \frac{a^{2}}{i_{c}^{2}} cK \right) \ddot{y}_{1} - \frac{a^{2}}{i_{c}^{2}} \omega_{0}^{4} (1 + cK) y_{1} =$$

$$= -e \omega_{0}^{4} \omega^{2} \left(\frac{a^{2}}{i_{c}^{2}} cK + \frac{\omega^{2}}{\omega_{0}^{2}} \right) \sin \omega t + \omega_{0}^{4} \frac{a^{2}}{i_{c}^{2}} \delta_{\text{CT}} cK, \quad (14)$$

где $\delta_{\rm CT} = mg/c$ — статическая деформация упругого звена амортизатора; $\omega_0^2 = c/m = g/\delta_{\rm CT}$ — квадрат круговой частоты свободных колебаний в вертикальном направлении (см. рисунок); $i_c^2 = J_c/m$ — квадрат радиуса инерции распределенных масс маятника.

Если допустить, что K = const, то по уравнениям (13) и (14) можно найти решения, соответствующие установившимся вынужденным колебаниям:

$$x_1 = A\cos\omega t; \tag{15}$$

$$y_1 = A\sin\omega t + B; (16)$$

где
$$A = e \frac{cK + \frac{i_c^2}{a^2} \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}{cK \left(\frac{\omega_0^2}{\omega^2} - 1\right) + \frac{i_c^2}{a^2} \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right) + \frac{\omega_0^2}{\omega^2}};$$
 (17)

$$B = -\frac{\delta_{\rm cT}}{1 + (cK)^{-1}}. (18)$$

При этом параметр K неизвестен.

Учитывая формулы (15) и (16), из двух первых уравнений системы (11), получим:

$$f_1(t) = m\omega^2 \left[A \left(\frac{\omega_0^2}{\omega^2} - 1 \right) - e \right] \cos \omega t; \tag{19}$$

$$f_2(t) = -m\omega^2 \left[A \left(\frac{\omega_0^2}{\omega^2} - 1 \right) - e \right] \sin\omega t - \frac{mg}{1 + cK}. \tag{20}$$

Третье уравнение системы (11) с учетом выражений (19), (20) и (17), (18) тождественно удовлетворено.

Зависимость (9) с учетом выражений (19) и (20) имеет вид:

$$\left[A\left(\frac{\omega_0^2}{\omega^2} - 1\right) - e\right]^2 +$$

$$+ 2\delta_{\text{CT}} \frac{\omega_0^2}{\omega^2} \left[A\left(\frac{\omega_0^2}{\omega^2} - 1\right) - e\right] \frac{\sin \omega t}{1 + cK} +$$

$$+ \delta_{\text{CT}}^2 \frac{\omega_0^4}{\omega^4} \frac{1}{(1 + cK)^2} = a^2 \frac{\omega_0^4}{\omega^4}. \tag{21}$$

Следовательно, сделанное допущение о постоянстве параметра K не соответствует действительности.

Однако равенство (21) удовлетворяется приближенно, если значение амплитуды A колебаний, определяемое уравнением (17), будет близко значению:

$$A_* = \frac{e\omega^2}{\omega_0^2 - \omega^2}.$$
 (22)

В этом случае следует принять

$$K = -\frac{1}{c} \left(1 + \frac{\delta_{\rm CT}}{a} \right). \tag{23}$$

Тогда согласно формуле (18) $B = -a - \delta_{\rm CT}$, а из выражения (17) с учетом формулы (23) находим:

$$A = \frac{e}{\frac{\omega_0^2}{\omega^2} \left[1 - \left(1 + \frac{\delta_{\text{cT}}}{a} - \frac{i_c^2 \omega^2}{a^2 \omega_0^2} \right)^{-1} \right] - 1}$$
 (24)

Сопоставив выражения (24) и (22), заметим, что A незначительно отличается от A_* при $i_c^2 \omega^2 \gg a^2 \omega_0^2$, что в действительности и имеет место для

рабочего режима канатной машины, так как для действующей конструкции маятниковой системы $a^2 \ll i_c^2$, а рабочая угловая скорость ω ротора значительно превышает значение ω_0 .

Преобразуем выражения (19) и (20), принимая во внимание переменные (8), с учетом выражений (24) и (23):

$$\sin \varphi = \frac{e}{a} \left[\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \right) \left(\frac{\omega_0^2}{\omega^2} \frac{\delta_{\text{CT}}}{a} - \frac{i_c^2}{a^2} \right) - 1 \right]^{-1} \cos \omega t; \quad (25)$$

$$\cos \varphi = 1 - \frac{e}{a} \left[\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \right) \times \right]$$

$$\times \left(\frac{\omega_0^2}{\omega^2} \frac{\delta_{\text{CT}}}{a} - \frac{i_c^2}{a^2}\right) - 1\right]^{-1} \sin \omega t. \tag{26}$$

Полученные выражения (24)—(26) позволяют определить опасные (критические) скорости вращения ротора, при которых становится возможным вращательное движение маятника.

Определим нагрузку, воспринимаемую упругим элементом амортизатора.

Горизонтальную и вертикальную составляющие усилия, передающегося со стороны амортизатора на опорную цапфу ротора, находим по зависимостям (4) и (6):

$$P_{x} = cr\sin\theta = c(x_{1} - a\sin\phi);$$

$$P_{y} = -cr\cos\theta = c(y_{1} + a\cos\phi).$$
(27)

Подставив в уравнения (27) выражения (25) и (26), получим:

$$P_{x} = \frac{ce\cos\omega t}{\frac{\omega_{0}^{2}}{\omega^{2}} - 1 - \left(\frac{\delta_{cT}}{a} - \frac{i_{c}^{2}\omega^{2}}{a^{2}\omega_{0}^{2}}\right)^{-1}};$$

$$P_{y} = -mg + \frac{ce\sin\omega t}{\frac{\omega_{0}^{2}}{\omega^{2}} - 1 - \left(\frac{\delta_{cT}}{a} - \frac{i_{c}^{2}\omega^{2}}{a^{2}\omega_{0}^{2}}\right)^{-1}}.$$
(28)

При этом за положительные направления составляющих P_x и P_y приняты положительные направления координатных осей x и y.

Из зависимостей (28) следует, что усилия взаимодействия амортизатора и ротора могут достигать опасных значений при критических скоростях вращения ротора:

$$\omega_{\mathrm{KP}} = \omega_0 \times \times \sqrt{\frac{1}{2} \left[\left(1 + \frac{a^2}{i_c^2} \left(1 + \frac{\delta_{\mathrm{CT}}}{a} \right) \right) + \sqrt{\left(1 + \frac{a^2}{i_c^2} \left(1 + \frac{\delta_{\mathrm{CT}}}{a} \right) \right)^2 - 4 \frac{\delta_{\mathrm{CT}} a^2}{a i_c^2}} \right]}.$$

Передаваемое на ротор результирующее усилие $P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}$ имеет направление, определяемое углом ${
m tg}\theta = -P_x/P_y.$

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.91:621.9.011

М. О. НОДЕЛЬМАН, канд. техн. наук (НИИТСХМ, г. Челябинск)

Прогнозная оценка реологических параметров пластичных металлов в условиях самоорганизации вязкопластического течения срезаемого слоя припуска

Приводятся прогнозные оценки деформации и напряжения, скорости деформации и скорости нагружения, коэффициентов внутреннего трения (вязкости) и времени деформирования срезаемого слоя припуска в условиях самоорганизации вязкопластического течения углеродистых конструкционных и легированных сталей при точении. Решения основаны на физических моделях итоговых параметров вязкопластического течения металла зоны стружкообразования с факторами обработки.

Ключевые слова: самоорганизация стружкообразования, схемы резания, угол схода стружки, момент стружкообразования, коэффициент трения резания, физические модели, коэффициент внутреннего трения — пластический и эффективный, скорость нагружения, управление процессом резания.

Predictive estimations of deformation and stress, deformation and loading rates, coefficients of internal friction (viscosity), and deformation time of sheared allowance layer in the conditions of self-organization of visco-plastic fluidity of carbon structural and alloyed steels at turning are presented. The solutions are based on the physical models of relation of total parameters of the metal visco-plastic fluidity in the chip forming zone with working factors.

Keywords: self-organization of chip forming, cutting patterns, chip flow angle, chip forming moment, cutting friction coefficient, coefficient of internal friction - plastic and effective one, loading rate, cutting process control.

Физическую основу процесса резания составляют пластические деформации, трибологические, силовые и тепловые явления, их взаимосвязь при удалении припуска, предопределяющие в конечном итоге качество и эффективность обработки изделий на металлорежущем оборудовании. Это предполага-

ет необходимость выявления и оценки всех факторов, влияющих на процесс резания (с целью решения задач надежности функционирования технологических систем изготовления изделий на металлорежущем оборудовании), на качество обработки, производительность, издержки производства.

|||

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 40)

Положительное значение угла θ соответствует отклонению направления силы P от вертикали против хода часовой стрелки.

В рабочем режиме работы машины угол отклонения маятника от вертикали достаточно мал (не превышает 30°) можно принять, что закона его изменения $\cos \varphi \approx 1 - \varphi^2/2$, тогда с учетом выражения (26)

$$\varphi \approx \sqrt{\frac{2e}{a}} \left[\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \right) \left(\frac{\omega_0^2}{\omega^2} \frac{\delta_{\rm CT}}{a} - \frac{i_c^2}{a^2} \right) - 1 \right]^{-1} \sin \omega t.$$

Предложенный метод анализа колебаний физического маятника в условиях кинематического возбуждения, обусловленного биением опорной цапфы ротора, к которой маятник присоединен посредством линейно-упругого амортизатора, и полученные на его основе расчетно-аналитические

зависимости достаточно просты и могут быть использованы для решения задач, связанных с проектированием и эксплуатацией роторных узлов рассмотренного типа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. Степанов Ю. С., Кобяков Е. Т. Сборный резинометаллический амортизатор // Справочник. Инженерный журнал. 1999. № 4. С. 60, 61.
- 2. **Тарг С. М.** Краткий курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 1986. 416 с.
- 3. **Стрелков С. П.** Введение в теорию колебаний. М.: Наука, 1964. С. 40—43.
- 4. **Бидерман В. Л.** Прикладная теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1972. 410 с.
- 5. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Л.: Машиностроение, 1976. 320 с.

Особенность деформирования припуска при резании в отличие от других переделов машиностроительного производства, основанных на деформировании металлов, состоит в том, что как деформация срезаемого слоя, так и сопротивление резанию самоустанавливаются при стружкообразовании в зависимости от условий удаления припуска. Влияние условий обработки на процесс резания опосредовано их воздействием на параметры стружкообразования и контакт стружки с инструментом, а также взаимовлиянием данных параметров, самоорганизация которых базируется на закономерностях термодинамики необратимых процессов, в частности на принципе максимальной скорости работы диссипации [1, 2].

Самоустанавливающиеся параметры механики и теплофизики резания, исходные данные по их оценке (внутренние параметры стружкообразования и трения: угол γ_p схода стружки, условный угол β сдвига, относительный сдвиг ϵ , средний угол θ трения, угол ω действия, усадка ξ стружки) являются зависимыми переменными показателями; они взаимообусловлены и подвержены случайному рассеянию в связи со стохастической природой некоторых основных факторов механообработки резанием [3].

Одной из проблем теории резания металлов, непосредственно влияющей на надежность прогнозного решения ряда практических задач при резании, является определение физических моделей функциональной связи внутренних параметров системы резания с факторами обработки.

Однако в связи с указанной спецификой механообработки резанием и недостаточностью решений по самоорганизации процесса резания разработка методов оценки ряда базовых внутренних параметров стружкообразования и трения основывается на данных измерения геометрии и физического состояния срезаемого припуска (стружки), что приемлемо только в исследовательской практике [4]. Это исключает использование данных методов оценки в инженерной практике из-за невозможности спрогнозировать такие решения, поскольку исходные данные для расчетов можно получить только по окончании процесса обработки. Использование в данном случае эмпирических моделей неэффективно из-за ограниченной области их приложения ввиду большого разнообразия условий обработки резанием.

В промышленных условиях точение стальных изделий твердосплавным инструментом осуществляется при сравнительно высоких параметрах деформирования и трения удаляемого припуска. Стружкообразование происходит под действием гидростатического давления в условиях, близких к адиабатическим. Параметры деформированного состояния прирезцового слоя стружки на порядок превышают аналогичные для срезаемого слоя. Три-

бологическую основу контактных процессов, развиваемых на передней поверхности инструмента, составляют: схватывание, пластическое деформирование и наклеп прирезцового слоя стружки (на участке пластического контакта ее с инструментом), кинетическое (внешнее) трение и при определенных условиях адгезионные явления на участке упругого контакта стружки с инструментом [4, 6].

Отмеченные специфические условия удаления припуска резанием затрудняют моделирование исходных данных для надежной прогнозной оценки деформационных, трибологических, силовых и тепловых параметров стружкообразования и трения отличными от процесса резания методами. Поэтому получение такой оценки на основе физических моделей функциональной связи внутренних параметров системы резания с факторами механообработки остается актуальным.

В статье рассматриваются вопросы: прогнозной оценки итоговых параметров деформирования и напряжения, скорости деформирования и скорости нагружения, коэффициентов внутреннего трения (вязкости) и времени деформирования при стружкообразовании: среднего коэффициента трения контакта стружки с инструментом при точении пластичных металлов преимущественно твердосплавным инструментом на режимах, соответствующих максимальной производительности и критерию прибыли [5]. Решения основываются на закономерностях механики термодинамики И необратимых процессов (законе сохранения массы, момента импульса, принципе максимальной скорости работы диссипации, реологических уравнений деформирования и течения пластичных металлов) в условиях самоорганизации вязкопластического течения деформируемой среды зоны стружкообразования и трения стружки при удалении припуска резанием с использованием в качестве исходных данных физических моделей связи базовых внутренних параметров системы резания с факторами механообработки.

Схемы резания. Силовые расчетные схемы резания в первом приближении описываются моделями простого сдвига вязкопластического течения плоского сливного стружкообразования с условной плоскостью сдвига (рис. 1, a) и с зоной стружкообразования, границы которой параллельны условной плоскости сдвига (рис. $1, \delta$). Здесь OA — след условной плоскости сдвига в плоскости стружкообразования; R — результирующая сила резания; a и $a_{\rm c}$ — толщины соответственно среза и стружки; v и $v_{\rm c}$ — скорости резания и стружки; v — длина контакта стружки с инструментом.

Силовая расчетная схема резания с зоной стружкообразования рассматривается, например, при аналитической оценке напряженно-деформированного состояния срезаемого слоя (на основе

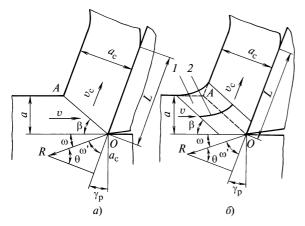


Рис. 1. Схемы стружкообразования с условной плоскостью сдвига (a) и с зоной стружкообразования (b):

1 — зона стружкообразования; 2 — линия тока

линий тока в виде кривых второго порядка, представляющих собой часть эллипса, большая ось которого расположена параллельно вектору скорости резания [6]) и установлении определяющих уравнений связи базового внутреннего параметра системы резания — усадки є стружки с факторами механообработки: параметрами режима резания (v, a, b)и плотностью р обрабатываемого материала (на основе закона сохранения массы, момента импульса стружкообразования) в виде: $\xi = 1/[1 - M_{\rm T}/((va)^2b\rho)];$ $\xi = 1/[1 - M_V/(va\rho)]; \xi = 1/[1 - M_m(va)],$ где b ширина среза, $M_{\rm T}$ — темп момента импульса стружкообразования, M_V и M_m — объемный и массовый удельные моменты импульса стружкообразования. Функции $M_{\rm T} = f(X_{\rm T}), \ M_V = f(X_V), \ M_m = f(X_m)$ при $X_{\rm T}=(va)^2b$ р, $X_Y=va$ р; $X_m=va$ для заданной пары "обрабатываемый материал — инструментальный материал" в координатах M_TOX_T , M_VOX_V , M_mOX_m представляют собой семейство кривых, соответствующих $\gamma_p = \text{const}$, исходящих из центра координат и обладающих сравнительно малой кривизной (для рассматриваемых условий резания). Это обусловливает аппроксимацию указанных функций в первом приближении линейными зависимостями вида $M_i = M_{0i} + K_i X_i$ (i = T, v, m), что существенно упрощает проведение опытных работ по оценке констант M_{0i} и K_i линейных моделей связи параметра ξ с факторами обработки [7].

При оценке итоговых параметров резания достаточно надежные данные можно получить на основе итоговых внутренних, взаимозависящих переменных (β , γ_p , θ , ω , ξ) стружкообразования и трения стружки по силовой расчетной схеме резания с условной плоскостью сдвига OA, расположенной под углом β к вектору скорости v резания, углом γ_p схода стружки и силой резания R, расположенной под углами ω и ω' к вектору скорости v резания и направлению скорости v_c схода стружки соответственно при $\omega = \theta - \gamma_p$, $\omega' = 90 - \theta$ и $\xi = a_c/a$ (см. рис. 1, a). Указанная схема резания, несмотря

на отсутствие в ней зоны стружкообразования, удовлетворяет основным физическим принципам удаления припуска резанием с образованием сливной стружки:

сдвиговой природе пластической деформации срезаемого слоя припуска, так как "накопленная" деформация материальной частицы, проходящей зону стружкообразования, практически совпадает с ее значением, полученным на основе схемы резания с условной плоскостью сдвига, принимаемой в первом приближении за плоскость максимальных касательных напряжений [8];

условию статического равновесия сил резания, действующих в зонах стружкообразования и контакта стружки с инструментом, определяемому угловыми параметрами $\theta = \omega + \gamma_{\text{D}}$ [4];

закону сохранения массы при стружкообразовании, характеризуемому базовым параметром системы резания — усадкой ξ стружки [6];

условию теплового баланса при удалении припуска резанием, составляющими которого являются, например, параметры β , γ_D , θ , ω [4].

На основе силовой расчетной схемы резания с условной плоскостью сдвига можно аналитически оценить:

определяющее уравнение ($\mu = \mu_{\rm B} + \mu_{\rm II} K_{\rm p}$) связи среднего коэффициента ($\mu = {\rm tg}\theta$) трения стружки со стандартными трибологическими характеристиками резания (коэффициентами внешнего $\mu_{\rm B}$ и пластического $\mu_{\rm II}$ трения резания) с учетом безразмерного параметра $K_{\rm p}$ системы резания, характеризующего наличие ($K_{\rm p} > 0$) или отсутствие ($K_{\rm p} = 0$) пластического контакта стружки с инструментом [9];

функциональные связи длины $L = f(a, \gamma_p, \beta, \omega, \tau_\beta, \tau_f)$ контакта стружки с инструментом и угла $\gamma_p = f(\xi, \xi_b, \psi)$ схода стружки при разработке эффективных геометрических параметров передней поверхности инструмента и определении угла γ_p при точении инструментом с формой передней поверхности, отличной от плоской [6]. Здесь τ_β и τ_f средние касательные напряжения, отнесенные соответственно к условной плоскости сдвига и номинальной поверхности контакта стружки с инструментом; ξ_b и ψ' — усадка стружки по ширине и угол текстуры стружки с ее прирезцовой стороной;

комплекс функциональных связей варьируемых параметров (ϵ , β , γ_p), их допустимых и текущих значений при выявлении закономерности самоорганизации процесса резания [2, 7].

При этом для схемы резания как с зоной стружкообразования, так и с условной плоскостью сдвига под углом γ_p подразумевается угол в плоскости стружкообразования между направлением, перпендикулярным к вектору скорости резания, и усредненным вектором скорости стружки, определяемым условием статического равновесия нагрузок, действующих в зонах стружкообразования и контакта. Применительно к рассматриваемым услови-

ям обработки значение угла γ_p обусловлено в основном геометрией передней поверхности инструмента на длине контакта со стружкой. Одно и то же значение угла γ_p можно использовать, например, для определения как условного угла β и деформации ϵ срезаемого слоя припуска, так и средних значений угла θ трения и угла ω действия.

Анализ рассматриваемых силовых схем резания показывает, что параметры ξ , γ_{p} и θ , являясь внутренними зависимыми переменными, приобретают качества базовых параметров указанных схем резания по определению их взаимозависимых переменных (β , ϵ , L, ω , M_{oi} , K_i и т. п.) и опосредованной значениями ξ , γ_p , θ связи этих взаимозависимых переменных с факторами процесса резания (элементами режима механообработки, плотности и параметрами вязкопластического течения обрабатываемого материала, геометрии режущего инструмента), физическими характеристиками ($\mu_{\rm B}$ и $\mu_{\rm H}$) трибологических условий удаления припуска резанием. Установлено [6], что использование в данном случае параметров $\gamma_{\rm p}$, $\mu_{\rm B}$ и $\mu_{\rm \Pi}$ а также $M_{\rm o}$ и K_i в качестве характеристик стандартов стружкообразования и инструмента, трибологических условий резания обусловлено (в определенной мере) их инвариантностью применительно к достаточно широкому промышленному диапазону изменения режима резания.

Таким образом, рассматриваемые силовые расчетные схемы резания благодаря идентичности их основных базовых параметров (γ_p , ξ , θ) можно объединить в одну схему с зоной стружкообразования, содержащей условную плоскость сдвига (штриховые линии на рис. 1, δ), и использовать эту зону для оценки ее полей перемещений, деформаций, скоростей деформаций, напряжений, температур, времени деформирования и массы деформируемой среды, а условную плоскость сдвига — для оценки ряда аналогичных итоговых, осредненных значений стружкообразования и трения.

Полученные на основе обобщенной силовой расчетной схемы резания данные упрощают разработку физических моделей и тепловых уравнений точения пластичных металлов и позволяют сделать весьма важный вывод: естественную длину контакта стружки с инструментом [10] можно использовать в качестве внешнего независимого фактора механообработки, позволяющего целенаправленно воздействовать на процесс самоорганизации стружкообразования и трения стружки, например путем выполнения на инструменте мелкоразмерной выкружки, прерывающей и уменьшающей естественную длину контакта. Это легло в основу разработки нового типа стружколомающего резца с фасонной укороченной передней поверхностью, обеспечивающего достаточно высокие эксплуатационные параметры режущегося инструмента [6].

Модели реологических параметров вязкопластического течения срезаемого слоя припуска. За меру деформации срезаемого слоя припуска принята интенсивность деформации $e_i=0,5774\varepsilon$; за меру напряжения — интенсивность напряжения $\sigma_i=1,732\tau_{\beta}$. Интенсивность \dot{e}_i скорости деформации, скорость $\dot{\varepsilon}$ деформации сдвига и скорость \dot{q}_{\max} деформации максимального сдвига равны: $\dot{e}_i=0,5774\dot{\varepsilon}=0,5774\dot{q}_{\max}=0,5774v\varepsilon \cos\gamma_p/(a\xi)$. Скорость нагружения $\dot{\sigma}_i=1,732\dot{\tau}_{\beta}=1,732\tau_{\beta}/T=1,732\tau_{\beta}/T=1,732\tau_{\beta}/T=1,732\tau_{\beta}/T$ время стружкообразования.

Коэффициенты внутреннего трения (вязкости) стружкообразования — пластический ($\eta_{\Pi\Pi}$) и эффективный (η_{3}) оценены реологическими уравнениями: $\tau_{\beta} = \tau_{s} + \eta_{\Pi\Pi}\dot{\epsilon}$, и $\tau_{\beta} = \eta_{3}\dot{\epsilon}$ [11, 12], где τ_{s} — предел текучести на сдвиг.

Исключив из приведенных реологических уравнений $\dot{\epsilon}$, получаем: $\tau_{\beta} = \tau_{s} K_{\eta}$, где $K_{\eta} = 1/(1-\eta_{\Pi\Pi}/\eta_{\ni})$ — безразмерный параметр вязкопластического течения деформируемой среды зоны стружкообразования.

Скорость $\dot{\tau}_{\beta}$ нагружения итогового касательного напряжения τ_{β} , определяемая на основе функции $\tau_{\beta} = f(\eta_{3}, \ \dot{\epsilon})$, составит: $\dot{\tau}_{\beta} = \eta_{3}' \dot{\epsilon} v \text{соs} \gamma_{p}/(a\xi)$. Здесь η_{3}' — "скоростной" коэффициент эффективного внутреннего трения.

Экспериментальные исследования по оценке параметров вязкопластического течения обрабатываемого материала в зоне стружкообразования и трения проводили при свободном и несвободном точении на воздухе углеродистых конструкционных и легированных сталей твердосплавными резцами T15K16 с формой передней поверхности: плоской, двойной, фасонной, укороченной.

Осуществляли свободное поперечное точение заготовок из сталей 45, 20X, 70Г, 20XH3A, 38XCA, 30XГТ. Их физико-механические характеристики изменялись в пределах: твердость $63 \div 255$ HB; плотность $7762 \div 7834$ кг/м³; параметры кривой течения $\sigma_i = Be_i^n$ при сжатии: $B = 882,6 \div 1142,5$ МПа; $n = 0,08 \div 0,15$; $\sigma_{0,2} = 696,7 \div 916,9$ МПа и $\sigma_S \approx \sigma_{02}$. Использовали резцы с плоской передней поверхностью ($\gamma^\circ = -10$; -5; 0; 5; 10; 15; 20) в режимах: v = 2,583 м/с; $b = (45 \div 48) \cdot 10^{-4}$ м; $a = (15; 21,5; 30,5; 43,5; 52) \cdot 10^{-5}$ м при $\gamma_p = \gamma$.

Осуществляли несвободное продольное точение заготовок из сталей 20, 45X, 65Г, 12X2H4A, 38XCA, 25XHBA, Ст5. Их физико-механические характеристики изменялись в пределах: твердость $143 \div 269~HB$; плотность $7739 \div 7885~\text{кг/m}^3$; $B=838,5 \div 1177~\text{МПа}$; $n=0,085 \div 0,217;~\sigma_{0,2}=583,5 \div 970,9~\text{МПа}$ и $\sigma_s \approx \sigma_{0,2}$. Использовали резцы с формой передней поверхности: двойной ($\lambda=0$; $\phi=44^\circ$; $r=1\cdot 10^{-3}~\text{м}$; $\gamma_{\Phi}=-5^\circ$; $\gamma=5^\circ$; $f=2\cdot 10^{-4}~\text{м}$), фасонной укороченной ($\lambda=0$, $\phi=44 \div 46^\circ$; $r=1\cdot 10^{-3}~\text{м}$; $\gamma=5^\circ$; $\gamma=5^\circ$; $\gamma=5^\circ$; $\gamma=5^\circ$ м; $\gamma=5$

на участке контакта стружки с инструментом), а для стали 25ХНВА и с плоской (λ) = 0; φ = 44°; r = $1 \cdot 10^{-3}$ м; γ ° = -6; 5; 10; 15) в режимах: v = 0,833; 1,166; 1,5; 1,833; 2,333; 2,833 м/с; s = (28; 34; 47; 57) \cdot 10^{-5} м/об; t = $3 \cdot 10^{-3}$ м. Угол $\gamma_{\rm p} = \gamma$; $\gamma_{\rm p} \approx 2^{\circ}$ и $\gamma_{\rm p} = 12 \div 13^{\circ}$ соответственно при точении инструментом с плоской, двойной и фасонной укороченной передней поверхностью.

Для всех 170 опытов при свободном точении и 168 опытов при несвободном точении были определены предельные относительные погрешности δ_{μ} и их частность ρ_{μ} при среднем коэффициенте трения $\mu = f(\mu_{\rm B},~\mu_{\rm H},~K_{\rm p})$ и изменении $\gamma_{\rm p}$ от -10° до $+20^\circ$; μ от 0.29 до 0.97; $\mu_{\rm B}$ от 0.05 до 0.5; $\mu_{\rm H}$ от 0.36 до 1.88 и $K_{\rm p}\approx 0.2\div 0.5$:

при свободном точении $\delta_{\mu}<0.05$ и $\rho_{\mu}=0.87;$ $\delta_{\mu}=0.05\div0.1$ и $\rho_{\mu}=0.106;$ $\delta_{\mu}=0.11\div0.17$ и $\rho_{\mu}=0.024;$

при несвободном точении $\delta_{\mu} < 0.05$ и $\rho_{\mu} = 0.86;$ $\delta_{u} = 0.05 \div 0.11$ и $\rho_{\mu} = 0.14.$

Взаимосвязь процессов стружкообразования и трения, как отмечалось, основывается из экстремальном принципе Γ . Циглера термодинамики необратимых процессов и обусловливается при резании параметрами β и K_p этих зон, поскольку (при фиксированном угле γ_p схода стружки) β и K_p достаточно надежно коррелируемы при изменении условий обработки. Действие условий обработки на μ и его составляющие μ_B и μ_Π опосредовано параметрами K_p , γ_p и влиянием этих условий на физико-химическое состояние, температурно-скоростные параметры и размеры контактных поверхностей и зон трения стружки с инструментом [9].

На рис. 2 и 3 представлены типовые графики влияния толщины a среза и скорости v резания на время T стружкообразования и скорость $\dot{\varepsilon}$ деформации сдвига срезаемого слоя припуска. На рис. 2, a, в связи с небольшими отклонениями $K_{\rm T}$ при изменении угла $\gamma_{\rm p}$ (табл. 1) опытные данные приведены только для предельных значений $\gamma_{\rm p}=-10$; -5; +20°.

В табл. 1 и 2 приведены условия обработки, параметры $T_{\rm O},~K_{\rm T},~K_{\dot\epsilon}$ линейных моделей $T=T_{\rm O}+K_{\rm T}(a/v),~T=K_{\rm T}~(a/v)$ и $\dot\epsilon=K_{\dot\epsilon}~(v/a)$ и опытных данных T=f(a/v) и $\dot\epsilon=f(v/a)$ при свободном и несвободном точении, а также предельные относительные погрешности $\delta K_{\rm T}$ и $\delta K_{\dot\epsilon}$, соответствующие погрешностям оценки T и $\dot\epsilon$ линейными моделями. Диапазоны изменений $\delta K_{\rm T}$ и $\delta K_{\dot\epsilon}$ составляют:

при свободном точении $\delta \textit{K}_{\text{T}} = (1,0 \div 6,8)/(0,8 \div 7,5)$ % и $\delta \textit{K}_{\dot{\epsilon}} = (1,6 \div 7,0)/(1,3 \div 8,7)$ % (см. табл. 1);

при несвободном точении $\delta K_{\rm T} = (1,1 \div 13,6)/(1,1 \div 13,3)$ % и $\delta K_{\dot{\epsilon}} = (1,6 \div 6,3)/(2,3 \div 7,2)$ % (см. табл. 2).

Установлено, что для 338 опытов изменение параметров составляет: $T \approx (100 \div 1350) \cdot 10^{-6}$ с и

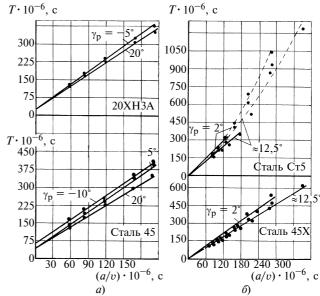


Рис. 2. Влияние фактора обработки (a/v) на время T стружкообразования при свободном точении резпами с плоской передней поверхностью $(\gamma_p = \gamma)$ (a) и несвободное точение резпами с двойной $(\gamma_p = 2^\circ)$ и фасонной укороченной $(\gamma_p \approx 12,5^\circ)$ передней поверхностью (b): штриховая линия — опытные данные; сплошная линия — линейная модель

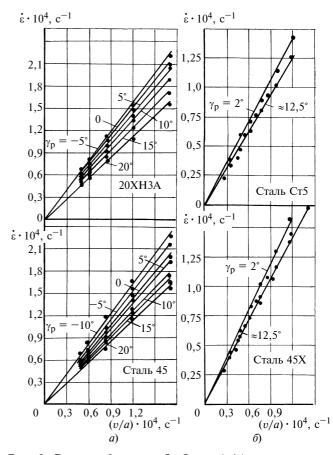


Рис. 3. Влияние фактора обработки (v/a) на скорость $\dot{\epsilon}$ деформации сдвига при свободном точении резцами с плоской передней поверхностью $(\gamma_p = \gamma)$ (a) и несвободном точении резцами с двойной $(\gamma_p = 2^\circ)$ и фасонной укороченной $(\gamma_p \approx 12,5^\circ)$ передней поверхностью $(\emph{\emph{o}})$

 $\dot{\epsilon} \approx (0,23 \div 2,4) \cdot 10^4 \ \mathrm{c}^{-1}$ при изменении соответственно a/v от $58,1 \cdot 10^{-6}$ с до $480 \cdot 10^{-6}$ с и v/a от $0,208 \cdot 10^4 \ \mathrm{c}^{-1}$ до $1,72 \cdot 10^4 \ \mathrm{c}^{-1}$.

Для рассматриваемых линейных моделей изменение параметров составляет при свободном точении $T_0=(22.5\div62.5)\cdot10^{-6}$ с, $K_{\rm T}=1.4396\div1.816$ и $K_{\dot\epsilon}=0.909\div1.425$; при несвободном точении $K_{\rm T}=1.4545\div2.206$ и $K_{\dot\epsilon}=1.029\div1.5$.

Следует отметить, что аппроксимация функции T = f(a/v) линейными моделями ограничивается условиями: $a > 15 \cdot 10^{-5}$ м и v > 1,5 м/с при точении сталей с $HB < 200 \div 250$, которые удовлетворяют критериям прибыли и максимальной производительности.

На рис. 4 представлены типовые графики взаимосвязи скорости деформации $\dot{\epsilon}$ и скорости нагружения $\dot{\tau}_{\beta}$ при свободном и несвободном точении углеродистых конструкционных и легированных сталей резцами с плоской, двойной и фасонной укороченной передней поверхностью. В табл. 1 и 2

приведены условия обработки, значения параметра $\dot{\eta}_3$ линейной модели $\dot{\tau}_\beta = \eta_3' \dot{\epsilon}$ опытной функции $\dot{\tau}_\beta = f(\dot{\epsilon})$ и предельные относительные погрешности $\delta \eta_3'$, соответствующие погрешности оценки $\dot{\tau}_\beta$ линейной модели.

Диапазоны изменения параметров при изменении $\dot{\epsilon}$ от $0.23\cdot 10^4$ с $^{-1}$ до $2.4\cdot 10^4$ с $^{-1}$ составляют: $\dot{\tau}_{\beta}=(0.39\div 6.35)\cdot 10^{12}$ Па \cdot с $^{-1}$, $\eta_{9}'=(1.813\div 4.111)\cdot 10^8$ Па; $\delta\eta_{9}'=(0.8\div 10.2)/(0.7\div 9.1)$ %.

На рис. 5 представлены типовые графики взаимосвязи угла γ_p схода стружки и параметров η_3' , $K_{\hat{\epsilon}}$, линейные модели которых $\eta_3' = K_1 + K_2\gamma_p$ и $K_{\hat{\epsilon}} = K_3 - K_4\gamma_p$ соответствуют опытным функциям $\eta_3' = f(\gamma_p)$ и $K_{\hat{\epsilon}} = f(\gamma_p)$ при свободном точении сталей 45 (линия I), 20ХНЗА (линия I) резцами с плоской передней поверхностью ($\gamma_p = \gamma$) и несвободном точении сталей 45X (линия I), Ст5 (линия I), резцами с двойной (I0 двойной (I1 двойной (I2 двойной (I3 двойной (I4 двойной (I5 двойной (I5 двойной (I5 двойной (I7 двойной (I8 двойной (I8 двойной (I8 двойной (I9 двойной

Ταδουμα 1

Марка стали (твердость)	$\gamma_p^\circ \ = \gamma^\circ$	K_{T}	δ <i>K</i> _T , %	$T_0 \cdot 10^{-6}$, c	K_{ε}	δ <i>K</i> ;, %	η′ _э ·10 ⁸ , Па	δη' _э , %	K_{η}	δK_{η} , %
20XH3A (163 <i>HB</i>)	-5 0 5 10 15 20	1,7902 1,7412 1,7307 1,7074 1,7025 1,7016	1,0/0,8 2,7/2,7 2,7/5,6 2,5/4,5 2,2/2,8 2,9/4,4	22,5	1,321 1,268 1,167 1,109 1,018 0,940	2,1/2,1 3,1/4,5 5,0/3,0 1,6/2,2 2,8/2,7 2,9/3,1	2,056 2,259 2,467 2,572 2,744 3,013	4,3/2,8 4,8/5,1 3,0/3,5 1,4/1,8 4,0/2,6 3,5/2,2	1,3578 1,3823 1,3955 1,3598 1,3348 1,3518	9,4/7,1 10,5/10,5 9,7/9,0 11,1/9,5 10,3/8,4 10,3/7,7
	-10	1,6850	2,4/4,7	62,5	1,339	3,6/8,7	1,927	1,2/1,5	1,2690	7,4/5,1
45 (170 <i>HB</i>)	-5 0 5 10 15 20	1,6712 1,6271 1,5829 1,5812 1,5280 1,5273	3,1/7,5 1,0/1,1 2,9/6,2 5,6/4,0 3,7/2,5 6,7/2,2	42,5	1,309 1,234 1,185 1,058 1,001 0,925	3,0/3,5 4,2/7,9 3,6/5,7 6,2/4,8 2,6/4,5 2,2/4,6	2,088 2,313 2,505 2,734 3,000 3,267	1,8/1,8 4,1/4,5 3,1/3,1 3,3/3,1 3,5/4,3 5,8/8,9	1,2900 1,3031 1,3136 1,2842 1,2975 1,3004	7,2/5,5 1,8/1,6 4,0/3,9 6,3/3,9 5,4/3,9 5,0/4,9
38XCA (187 <i>HB</i>)	-10 -5 0 5 10 15 20	1,8160 1,7266 1,6781 1,6673 1,6515 1,5578 1,5572	2,3/5,0 3,8/3,8 3,8/2,5 6,3/4,1 4,6/5,6 2,4/3,3 2,9/4,1	42	1,353 1,294 1,219 1,123 1,047 1,030 0,936	3,3/3,2 4,1/3,7 2,4/4,0 5,5/2,6 4,3/4,5 5,3/5,7 3,1/4,7	1,835 2,071 2,254 2,592 2,772 2,948 3,211	3,3/2,2 1,7/1,0 0,8/1,3 3,1/5,8 5,0/5,4 3,3/3,1 6,2/5,4	1,2611 1,3104 1,3129 1,3747 1,3608 1,3508 1,3444	10/6,7 9,0/6,2 9,0/6,1 5,3/4,3 6,7/4,2 7,6/4,5 8,0/4,0
20X (187 <i>HB</i>)	-10 -5 0* 5 10 15 20	1,7686 1,6627 1,6146 1,5928 1,5865 1,5776 1,5712	1,8/1,4 1,5/2,3 1,6/1,6 1,8/3,1 1,6/1,1 3,8/3,2 2,0/2,2	37,5	1,383 1,324 1,247 1,211 1,097 0,994 0,923	4,5/5,4 3,3/6,1 2,6/3,3 4,5/3,8 2,8/4,4 3,3/2,0 1,1/1,3	1,830 2,055 2,220 2,451 2,733 2,954 3,226	1,8/2,3 3,1/2,0 1,7/1,3 1,1/1,8 3,8/2,0 1,9/1,5 3,0/3,0	1,1262 1,1504 1,1684 1,2044 1,2143 1,2024 1,2016	9,5/6,9 9,7/8,0 6,6/4,3 8,7/6,5 9,6/10,2 8,2/5,7 7,9/6,0
30XГТ (196 <i>HB</i>)	-5 0 5 10 15 20	1,7582 1,6829 1,6815 1,6305 1,6284 1,6109	2,3/3,6 2,7/3,0 4,6/2,6 4,4/2,6 6,8/4,8 4,6/3,1	31,5	1,295 1,252 1,150 1,101 1,017 0,909	2,7/2,2 4,7/6,8 4,8/5,4 2,4/3,0 5,7/4,9 3,8/2,8	2,067 2,264 2,494 2,717 3,100 3,453	2,7/1,1 3,4/2,3 5,7/4,7 1,7/1,4 6,5/2,9 1,8/2,5	1,1446 1,1607 1,1776 1,1934 1,2300 1,2415	5,8/4,3 9,5/7,6 11,0/10,1 7,7/7,2 11,5/7,5 10,1/5,1
70 Γ (255 HB) $* \alpha = (15 \div 43.5)$	-10 -5 0 5 10 15 20	1,6473 1,5746 1,5634 1,5097 1,4997 1,4372 1,4336	3,1/5,0 1,9/2,4 1,8/2,7 1,8/5,1 3,5/2,4 3,1/4,1 1,8/1,7	36	1,425 1,368 1,276 1,179 1,090 1,040 0,930	3,0/3,8 5,6/4,1 4,1/5,1 7,0/6,5 4,8/6,1 3,6/4,8 6,6/4,8	2,239 2,438 2,772 3,092 3,361 3,653 4,111	1,9/5,6 3,5/8,4 1,1/3,2 1,7/2,0 1,2/4,1 1,6/1,5 1,1/1,8	1,1975 1,2068 1,2550 1,2741 1,2616 1,2772 1,2862	2,5/2,5 3,0/3,0 8,0/5,0 5,5/5,0 4,8/4,7 8,1/6,5 8,1/7,7

Примечание. Приведенные величины $\delta K_{\rm T}$, $\delta K_{\dot{\epsilon}}$, $\delta {\eta'}_{_{3}}$, δK_{η} соответствуют в числителе отрицательным, в знаменателе положительным значениям погрешности.

Марка стали (твердость)	Форма передней поверхности инструмента	γ_p°	α·10 ⁻⁶ ,	υ, м/c	$K_{\scriptscriptstyle m T}$	δK_{T} , %	$K_{arepsilon}$	$\delta K_{\hat{\epsilon}},$ %	η′ _э ·10 ⁸ , Па	δη' _϶ , %	K_{η}	δK_{η} ,
-	Плоская $(\gamma_p = \gamma)$	-6 5 10	332	0,833÷2,833	1,6945 1,5348 1,5282	1,1/1,1 7,5/4,4 8,8/6,1	1,500 1,329 1,191	1,6/2,6 2,0/4,3 3,5/5,7	2,399 3,080 3,325	3,5/2,7 1,5/2,9 1,9/2,1	1,1172 1,1124 1,0885	5,4/4,7 5,2/5,1 3,9/4,6
25XHBA		15		1,166÷2,833	1,4891	5,1/4,5	1,090	3,6/4,9	3,560	1,9/0,9	1,0378	3,0/1,5
(269 <i>HB</i>)	Двойная	2	240÷396	1,5÷2,833	1,5949	5,5/3,3	1,302	3,7/3,3	2,914	10,2/9,1	1,1382	8,5/9,8
	Фасонная укороченная	12÷13	240÷403	0,833÷2,833	1,5278	3,4/3,2	1,120	4,5/4,3	3,592	6,2/7,3	1,1411	9,9/9,5
C-5	Двойная	2	236		2,2992	8,0/9,6	1,162	2,9/2,6	1,947	4,3/3,9	1,5714	3,7/3,9
(143 00)	Фасонная укороченная	12÷13	238÷327	1,833÷2,833	1,9536	7,0/4,8	1,056	1,6/2,3	2,585	2,8/4,7	1,6039	3,7/2,1
Сталь 20	Двойная	2	236	2,333÷2,833	2,606	13,6/13,3	1,085	6,3/5,6	1,813	2,4/2,5	1,3790	2,3/2,4
(149 <i>HB</i>)	Фасонная укороченная	12÷13	238÷327	1,833÷2,833	2,099	11,0/8,1	1,029	3,2/3,7	2,491	3,4/0,7	1,4763	5,7/6,7
123/21144	Двойная	2	236		2,0561	3,8/4,2	1,193	2,5/2,3	2,169	1,2/1,9	1,4040	2,7/2,8
12X2H4A (187 <i>HB</i>)	Фасонная укороченная	12÷13	238÷327	1,5÷2,833	1,7563	7,2/6,3	1,063	4,8/7,2	2,731	2,7/3,9	1,4546	6,6/9,7
65Г	Двойная	2	236		1,5525	2,9/3,6	1,336	4,5/5,1	3,134	1,6/2,8	1,2187	1,9/2,5
(255 <i>HB</i>)	Фасонная укороченная	12÷13	238÷327	0,833÷2,833	1,4545	3,8/4,3	1,180	4,5/3,4	3,599	3,5/2,9	1,1377	5,7/6,0
45V	Двойная	2	236	0,033-2,033	1,6969	0,7/0,9	1,283	2,3/4,1	2,910	1,8/3,8	1,2133	1,2/1,2
(4.3.3 1113)	Фасонная укороченная	12÷13	196÷327		1,5121	7,3/8,4	1,159	6,1/6,0	3,385	1,9/3,9	1,1240	7,8/7,6
38ХМЮА	Двойная	2	236	0.000.0.000	1,5552	2,7/3,3	1,328	4,8/5,7	3,032	2,3/3,5	1,1886	4,2/3,1
(255 <i>HB</i>)	Фасонная укороченная	12÷13	196÷396	0,833÷2,333	1,5154	10,1/8,3	1,175	5,8/6,7	3,358	3,7/2,1	1,0508	5,2/4,0

 Π р и м е ч а н и е. Приведенные величины $\delta K_{\rm T}$, $\delta K_{\rm E}$, $\delta \eta'_{\,9}$, δK_{η} соответствуют в числителе отрицательным, а в знаменателе положительным значениям погрешности; $K_{\rm T}$, $\delta K_{\rm T}$ соответствуют $v=1,833\div2,833$ м/с.

тангенсу угла, образованного прямыми 1-4 с положительным направлением оси абсцисс; K_4 — тангенсу угла, образованного прямыми 1-4 с отрицательным направлением оси абсцисс. В табл. 3 (в соответствии с данными рис. 5) приведены значения параметров K_1 , K_2 , K_3 , K_4 линейных моделей, оцененные методом наименьших квадратов, и предельные относительные погрешности $\delta\eta_3'$ и $\delta K_{\hat{\epsilon}}$, соответствующие погрешностям η_3' и $K_{\hat{\epsilon}}$ линейных моделей.

Линейная корреляционная связь имеет место также между углом $\gamma_{\rm p}$ схода стружки и угловым коэффициентом $K_{\rm T}$. Однако, как это следует из представленных в табл. 1 и 2 данных, в связи с малым влиянием угла $\gamma_{\rm p}$ на коэффициент $K_{\rm T}$ при точении резцами с плоской передней поверхностью, целесообразно $K_{\rm T}$ оценивать не по линейной модели $K_{\rm T}=f(\gamma_{\rm p})$, а в виде двух констант: $K_{\rm TO}$ и $K_{\rm TII}$. При этом следует исчислять данные константы в качестве среднеарифметических значений $K_{\rm T}$, соответствующих нулевому, отрицательным значениям $\gamma_{\rm p}=0\div -10^\circ$ для $K_{\rm TO}$ и положительным значениям $\gamma_{\rm p}=5^\circ\div 20^\circ$ для $K_{\rm TII}$. При точении резцами с фасонной передней поверхностью (двойной, укороченной и т. п.) $K_{\rm T}$ следует оценивать дифференциро-

ванно по углу γ_p , соответствующему типу и геометрии данной поверхности (например, см. табл. 2).

По данным 193 опытов, реализованных при свободном и несвободном точении, предельные относительные погрешности $K_{\text{то}}$ и $K_{\text{тп}}$ в 81 % случаев составляет < 6 % и в 19 % случаев — 6,1 ÷ 11 %.

Результаты оценки коэффициентов $\eta_{\Pi \Pi}$ и η_{\ni} внутреннего трения при свободном и несвободном точении соответственно, например сталей

Таблица 3

Марка стали (твер- дость)	<i>K</i> ₁ · 10 ⁸ , Па	<i>K</i> ₂ · 10 ⁸ , Па · гра- дус ⁻¹	δη' _э , %	<i>K</i> ₃	<i>K</i> ₄ , гра- дус ⁻¹	$\delta K_{\hat{\epsilon}}$,
45 (170 <i>HB</i>)	2,2832	0,0480	$\frac{6,43}{1,07}$	1,2410	0,0160	$\frac{2,03}{4,63}$
20XH3A (163 <i>HB</i>)	2,2540	0,0357	$\frac{1,64}{1,52}$	1,2614	0,0161	$\frac{0,78}{1,59}$
45X (255 <i>HB</i>)	2,8195	0,0452	_	1,3066	0,0118	_
C _T 5 (143 <i>HB</i>)	1,8255	0,0608		1,1821	0,0101	

Примечание. Приведенные величины $\delta\eta'_{\,_{9}}$, $\delta\textit{K}_{\dot{\epsilon}}$ соответствуют в числителе отрицательным, а в знаменателе положительным значениям погрешности.

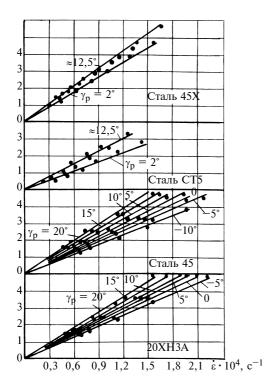


Рис. 4. Взаимосвязи между скоростью $\dot{\epsilon}$ деформации сдвига и скоростью $\dot{\tau}_{\beta}$ нагружения при свободном точении (стали 45 и 20XH3A) резцами с плоской передней поверхностью ($\gamma_p = \gamma$) и несвободном точении (стали Cr5 и 45X) резцами с двойной ($\gamma_p = 2^\circ$) и фасонной укороченной ($\gamma_p \approx 12,5^\circ$) передней поверхностью

20X H3A, 45, 70Г и Ст5, 45X, 25XHBA, резцами с плоской, двойной и фасонной укороченной передней поверхностью приведены в табл. 4 и 5. На основе полученных данных для всего диапазона рассматриваемых условий опытов рассчитаны значения K_{η} безразмерного параметра вязкопластического течения деформируемой среды зоны стружкообразования и предельные относительные погрешности δK_{η} , соответствующие погрешности оценки τ_{β} по модели $\tau_{\beta} = \tau_{s} K_{\eta}$ (см. табл. 1 и 2).

Значения параметра K_{η} , приведенные в табл. 1, являются среднеарифметическими, соответствующими $a=(150\div520)\cdot10^{-6}\,$ м; приведенные в табл. 2, — среднеарифметическими, соответствующими $v=(0.833\div2.833)\,$ м/с и $a=(196\div403)\cdot10^{-6}\,$ м при $\gamma_{\rm p}={\rm const.}\,$ Диапазоны изменения K_{η} и их погрешности составляют:

при свободном точении — $K_{\eta} = 1,1446 \div 1,3955$, $\delta K_{\eta} = (1,8 \div 11,1)/(1,6 \div 10,5)$ %;

при несвободном точении — $K_\eta = 1,0378 \div 1,6039, \ \delta K_\eta = (1,2 \div 9,9)/(1,2 \div 9,8) \ \%.$

Заключение. Обобщая результаты аналитических и экспериментальных исследований удаления

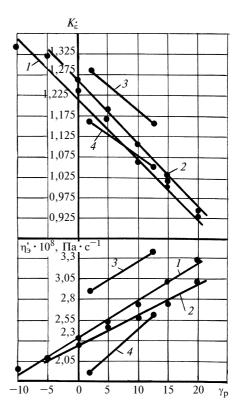


Рис. 5. Взаимосвязи между углом γ_p схода стружки, "скоростным" коэффициентом η_3' эффективного внутреннего трения и коэффициентом $K_{\dot{\epsilon}}$ при свободном точении сталей 45 (линия I) и 20ХНЗА (линия 2) резцами с плоской передней поверхностью ($\gamma_p = \gamma$) и несвободном точении сталей 45Х (линия 3) и Ст5 (линия 4) резцами с двойной ($\gamma_p = 2^\circ$) и фасонной укороченной ($\gamma_p \approx 12,5^\circ$) передней поверхностью

припуска резанием, запишем параметры вязкопластического течения деформируемой среды зоны стружкообразования:

$$\begin{split} \varepsilon &= (K_3 - K_4 \gamma_{\rm p}) (T_{\rm o}(v/a) + K_{\rm T}) \\ \text{if } \dot{\varepsilon} &= (K_3 - K_4 \gamma_{\rm p}) (v/a); \\ \end{split} \\ \tau_{\beta} &= (K_1 + K_2 \gamma_{\rm p}) (K_3 - K_4 \gamma_{\rm p}) (T_{\rm o}(v/a) + K_{\rm T}) \\ \text{if } \tau_{\beta} &= (K_1 + K_2 \gamma_{\rm p}) (K_3 - K_4 \gamma_{\rm p}) (v/a); \\ \eta_{\Pi\Pi} &= (K_1 + K_2 \gamma_{\rm p}) (K_{\rm T}(a/v) + T_{\rm o}) - \\ &- (a/v) \tau_s / (K_3 - K_4 \gamma_{\rm p}); \\ \eta_{\beta} &= (K_1 + K_2 \gamma_{\rm p}) (K_{\rm T}(a/v) + T_{\rm o}); \\ K_{\eta} &= (K_1 + K_2 \gamma_{\rm p}) (K_3 - K_4 \gamma_{\rm p}) (K_{\rm T}(a/v) + \\ &+ T_{\rm o}) / ((a/v) \tau_{\rm s}). \end{split}$$

Здесь $K_{\rm T}=K_{\rm TO}$ и $K_{\rm T}=K_{\rm T\Pi}$ соответственно при $\gamma_{\rm p} \leqslant 0$ и $\gamma_{\rm p} > 0$; $T_0=0$ при несвободном точении. Параметры K_1 , K_2 , K_3 , K_4 , $K_{\rm TO}$, $K_{\rm T\Pi}$ линейных моделей в связи с их инвариантностью применительно к промышленным условиям механообработки преимущественно с режимом точения, соответствую-

Марка стали	<i>a</i> · 10 ^{−6} , м	3	Вначения $\eta_{\Pi \Pi}$,	Па • с, (числит	тель) и ₁₉ , Па	с, (знаменате.	ль) при угле ү	° p
(твердость)	<i>a</i> •10 , M	-10	-5	0	5	10	15	20
	150	_	8973 27 000	10 467 29 703	11 163 31 673	11 205 32 363	11 407 34 779	12 981 38 586
	215	_	10 942 36 711	12 753 39 533	13 567 42 078	12 838 42 397	13 789 46 471	13 645 50 190
20XH3A (163 <i>HB</i>)	305	_	11 726 47 300	13 352 50 574	16 042 57 916	15 022 58 717	14 786 61 642	17 345 66 378
	435	_	13 658 64 544	14 649 66 857	17 058 74 318	15 400 78 907	16 085 81 983	18 930 89 456
	520	_	16 104 76 104	15 554 77 400	18 492 84 393	17 875 89 660	17 942 95 250	21 915 107 446
	150	8449 31 270	7675 27 348	7411 30 116	8528 31 704	9517 35 224	10 036 37 145	$\frac{9283}{38910}$
	215	$\frac{8872}{39\ 094}$	$\frac{9419}{38\ 277}$	9593 40 441	10 503 42 683	10 504 46 282	12 333 49 608	14 236 52 955
45 (170 <i>HB</i>)	305	9879 48 439	11 207 51 504	11 924 54 122	13 485 57 772	14 413 65 827	14 107 67 357	18 026 77 656
	435	11 975 67 195	13 139 69 759	16 631 75 486	18 657 79 931	16 074 82 835	19 918 93 245	22 214 102 089
	520	13 478 78 304	14 482 79 328	21 174 88 875	19 418 92 754	19 574 102 407	21 902 109 607	22 915 118 085
	150	4908 26 966	5377 28 194	$\frac{7658}{32985}$	9362 36 649	9707 39 616	12 055 43 012	13 793 48 366
	215	$\frac{7144}{39\ 224}$	$\frac{7150}{40652}$	10 412 45 939	11 444 51 248	11 494 52 527	13 092 57 208	16 090 65 102
70Γ (225 <i>HB</i>)	305	8786 51 821	10 082 56 517	11 966 60 367	14 944 67 660	15 216 73 384	15 603 74 422	19 514 86 519
	435	10 407 72 682	12 462 77 012	15 293 82 304	17 734 91 250	18 344 96 191	19 184 101 891	19 992 112 000
	520	12 386 84 904	12 830 86 347	16 626 98 061	18 088 102 111	19 473 114 000	20 226 120 113	21 493 131 771

щим критериям прибыли, максимальной производительности, можно рассматривать в качестве стандартов системы резания (для фиксированных значений обрабатываемого, инструментального материалов, смазочно-охлаждающей среды и способа ее подвода в зону резания). Линейный характер моделей связи базовых внутренних переменных системы резания с факторами механообработки существенно упрощает планирование и проведение опытных работ, обработку экспериментальных данных по определению (с приемлемой для инженерных расчетов точностью) параметров K_1 , K_2 , K_3 , K_4 , $K_{T\Pi}$, K_{TO} рассматриваемых линейных моделей.

Полученные данные в совокупности с данными работы [6] по определению базовых параметров системы резания (γ_p , ξ , θ) конкретизируют про-

грамму экспериментальных работ, которые были бы необходимы и достаточны, для установления определяющих уравнений и стандартных характеристик обобщенной силовой расчетной схемы системы резания пластичных металлов на основе физических моделей их связи с факторами механообработки. Это обусловливает надежность прогнозной оценки параметров самоорганизации вязкопластического течения деформируемой среды удаляемого слоя припуска и определение на их основе деформационных, силовых, трибологических и тепловых параметров резания при решении инженерных задач механообработки; оценку поведения пластичных металлов при высоких параметрах нагружения применительно, например, к решению задач определения обрабатываемости материалов и оптими-

Марка стали	Форма передней	$\gamma_{ m p}^{\circ}$	<i>a</i> · 10 ^{−6} , м	Значения	η _{пл} , Па•с, (и η _э , Па·с, зания, м/с	(знаменател	ь) при ско-
(твердость)	поверхности	, р		0,833	1,166	1,5	1,833	2,333	2,833
	Двойная	2	236	56 770 146 766	38 356 102 210	28 151 76 328	21 900 60 300	15 552 44 953	12 049 35 517
Ст5 (163 <i>НВ</i>)	Фасонная укороченная	12÷13	238 327	65 716 164 911 104 190 249 242	44 512 114 603 68 345 171 760	33 065 86 512 47 017 120 366	25 378 67 638 35 865 93 012	18 894 51 907 26 473 70 558	14 918 41 714 20 745 56 985
	Двойная	2	236	28 359 153 187	19 029 106 381	14 450 80 856	11 211 64 970	8795 50 904	6893 41 363
45X (255 <i>HB</i>)			196 238	24 454 142 724 27 345	16 448 99 020 17 573	10 952 74 482 10 187	8392 59 690 6060	5778 45 728 3436	$\frac{4080}{36\ 056}$ 2302
	Фасонная укороченная	12÷13	327	164 156 25 088 209 203	114 549 14 181 143 116	84 674 6433 106 316	66 286 4488 85 446	50 187 2900 65 245	43 763 2346 53 214
	Плоская	-6 5 10 15	332	27 629 180 386 30 156 205 094 25 442 223 039 31 341 246 061	16 609 122 452 15 789 139 016 17 565 150 777 11 452 161 926	9897 92 626 11 000 102 854 10 784 115 291 5625 118 741	6879 74 131 7712 83 344 5747 91 268 2177 94 476	3993 56 466 5522 64 525 3796 68 718 1688 73 333	2898 45 922 2837 51 270 2184 55 369 1340 59 586
25XHB (269 <i>HB</i>)	Двойная	2	240 338 396	33 904 168 916 32 716 211 773	20 861 113 704 16 036 140 847 11 008 155 931	15 613 84 978 10 462 106 286 6508 117 554	13 566 69 486 10 525 86 295 3662 93 094	10 462 53 657 8211 66 791 2251 71 847	8482 43 508 4485 53 372 843 57 737
	Фасонная укороченная	12÷13	240 338 403	39 538 193 500 31 623 243 103 20 563 263 545	27 401 129 378 17 349 164 455 11 672 184 946	22 184 102 055 13 991 127 663 7842 142 578	17 159 79 884 9502 102 465 5397 113 848	12 575 61 407 6864 101 980 3495 88 757	9386 49 691 5382 64 064 1022 70 082

зации условий сверхскоростного резания лезвийным и абразивным инструментом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Циглер Г.** Экстремальные принципы термодинамики необратимых процессов и механика сплошной среды. М.: Мир, 1966. 135 с.
- 2. **Нодельман М. О., Суховилов Б. М.** Некоторые вопросы самоуправления процесса резания пластичных металлов // Вестник машиностроения. 1997. № 10. С. 39—42.
- 3. **Нодельман М. О., Суховилов Б. М.** Тенденции совершенствования механообработки резанием // Машиностроитель. 1996. № 4. С. 8, 9.
- 4. **Развитие** науки о резании металлов / В. Ф. Бобров и др. М.: Машиностроение, 1967. 416 с.
- 5. **Нодельман М. О., Суховилов Б. М.** Назначение режима механообработки резанием // Наука производству. 1998. № 1 (3). С. 7—15.

- 6. **Нодельман М. О.** Механообработка резанием. Основы теории и практика. Челябинск: Печатный салон "Издательство РЕКПОЛ", 2005. 160 с.
- 7. **Нодельман М. О.** Определение параметров силовой расчетной схемы резания с параллельными границами зоны стружкообразования // Вестник машиностроения. 2000. № 1. С. 34—38.
- 8. **Говорухин В. А.** Напряженно-деформированное состояние при резании пластичных металлов с высокими скоростями: Дис. ... канд. техн. наук. Томск, 1968. 241 с. Машинопись.
- 9. **Нодельман М. О.** К вопросу о структуре среднего коэффициента трения при резании пластичных металлов // Вестник машиностроения. 1996. № 1. С. 27—32.
- 10. **Клушин М. И.** Резание металлов. М.: Машгиз, 1958. 454 с.
- 11. Реология / Под ред. Ф. Эйриха. М.: Иностранная литература, 1962. 824 с.
- 12. **Рейнер М.** Деформация и течение. Введение в реологию. М.: Государственное научно-техническое издательство нефтяной и горно-топливной литературы, 1963. 381 с.

В. И. КОЛЕСНИКОВ, академик РАН, д-р техн. наук (РГУПС, г. Ростов-на-Дону), С. Ф. ЕРМАКОВ, д-р техн. наук (НАН Беларуси, г. Гомель), А. П. СЫЧЕВ, канд. физ.-мат. наук (Южный научный центр РАН, г. Ростов-на-Дону), В. В. МУЛЯРЧИК, канд. физ.-мат. наук (ОАО "Завод горного воска", Беларусь)

Влияние алкильного радикала на оптическую активность холестерических жидкокристаллических наноматериалов¹

Исследовано влияние числа атомов углерода в алкильном радикале холестерических жидкокристаллических наноматериалов и их концентрации на оптические свойства минеральных и синтетических смазочных сред. Установлено, что добавка холестерических жидкокристаллических наноматериалов в минеральные и синтетические смазочные среды приводит к изменению их оптических свойств, что выражается в левом вращении плоскости поляризации света исследуемых смазочных сред. Показано, что зависимость величины угла вращения плоскости поляризации света таких сред от концентрации в них холестерических жидкокристаллических наноматериалов носит линейный характер.

Ключевые слова: минеральные и синтетические смазочные среды, холестерические жидкокристаллические материалы, изменение оптических свойств, угол вращения плоскости поляризации света.

Influence of carbon atoms number in alkyl radical of cholesteric liquid crystal nanomaterials and their concentration on the optical properties of mineral and synthetic lubricating media is investigated. It was ascertained that adding of cholesteric liquid crystal nanomaterials into the mineral and synthetic lubricating media results in change their optical properties, appeared in the left rotation of light's plane of polarization of lubricating media under study. It was shown also, that the value of light's plane of polarization rotation angle of such media is proportional to concentration of cholesteric liquid crystal nanomaterials contained in the lubricating media.

Keywords: mineral and synthetic lubricating media, cholesteric liquid crystal materials, change of optical properties, light's plane of polarization rotation angle.

Введение. Как известно, большая часть удивительных оптических и трибологических свойств холестерических жидкокристаллических (ЖК) наноматериалов связана с их оригинальной пространственной организацией [1—4]. Молекулы в холестерических ЖК соединениях упорядочены так, что направления длинных осей молекул регулярным образом изменяются в пространстве, образуя пространственную спираль (рис. 1).

В результате, несмотря на отсутствие порядка в расположении центров тяжести молекул хо-

лестерических ЖК наноматериалов, существует дальний порядок в их ориентации. Существенно, что такая спирально закрученная пространственная структура может обладать периодом, параметры которого будут зависеть от

длины алкильного радикала холестерических ЖК соединений [2, 3]. С физической точки зрения межфазные слои холестерической структуры обладают низким сопротивлением сдвигу, так как они образуют стопку нематических слоев, из которых верхний и нижний адгезионно связаны с поверхностями трения, а в каждом нематическом слое молекулы могут свободно перемещаться, меняться местами, т. е. скользить относительно друг друга [4]. Поэтому с трибологической точки зрения, т. е. когда в зоне фрикционного взаимодействия решающее значение приобретают смаслои упорядоченной зочные структуры, с учетом свойств и структурных особенностей холестерических ЖК наноматериалов (спирально закрученная структура, зависимость шага спирали от температуры и т. д.) они находят все большее применение в технике и медицине в качестве антифрикционных добавок к смазочным материалам [1, 4].

Поскольку стероидное ядро молекулы холестерических ЖК наноматериалов является правым (рис. 2), а боковая углеродная цепочка или радикал жирной кислоты уменьшает величину правого закручивания, то следует ожидать, что в зависимости от длины алкильного радикала холестерических ЖК соединений их сила закручивания в растворах минеральных и синтетических смазочных сред будет различной.

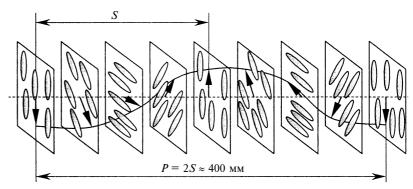


Рис. 1. Схема структурной организации холестерических ЖК наноматериалов

 $^{^{1}}$ Работа выполнена при поддержке РФФИ и БРФФИ (проекты № 08-08-90021 и Т08Р-092).

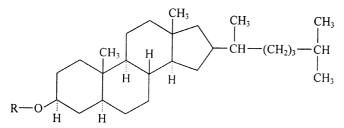


Рис. 2. Структурная формула молекул холестерических ЖК наноматериалов (${\bf R}$ — радикал жирной кислоты)

Холестерические ЖК наноматериалы

Холестериловый эфир (технические условия), условное обозначение [5]	Число атомов углерода в алкильном радикале
Уксусной кислоты (ТУ 6-09-4368—77), X = 3	2
Масляной кислоты (ТУ 6-09-4371—77), $X = 9$	4
Капроновой кислоты (ТУ 6-09-4412—77), $X = 11$	6
Капроновой кислоты (ТУ 6-09-4380—77), $X = 5$	10
Миристиновой кислоты (ТУ $6-09-4373-77$), $X = 15$	14
Стеариновой кислоты (ТУ 6-09-4369—77), $X = 7$	18
	14 18

Очевидно, что последнее может быть эффективно использовано при оценке и контроле содержания холестерических ЖК наноматериалов в указанных смазочных средах и трибосистемах.

Цель работы — исследование влияния алкильного радикала на оптическую активность холестерических ЖК наноматериалов и оптические свойства содержащих их минеральных и синтетических смазочных сред.

Материалы и образцы для испытаний. В исследованиях использовали синтезированные в промышленных условиях холестерические ЖК наноматериалы (таблица) [5]. Данные ЖК соединения и их композиции являются энантиотропными [6]. Инактивными растворителями были медицинское вазелиновое масло (ГОСТ 3164—78), которое относится к минеральным маслам специального назначения, и полиэтилсилоксановая жидкость ПЭС-5 (ГОСТ 13004-77).

Методика исследования. Растворы холестерических ЖК наноматериалов в вазелиновом масле и ПЭС-5 для испытаний формировали путем нагревания до полного видимого растворения жидкого кристалла при температуре на 1÷2°С выше точки перехода ЖК компонента в изо-

тропную жидкость. Зависимость величины вращения плоскости поляризации света от концентрации в изучаемых растворах холестерических ЖК наноматериалов исследовали с помощью сахариметра СУ-4. Зависимость угла вращения плоскости поляризации света от температуры снимали для составов на основе медицинского вазелинового масла при температуре 72 °C, а на основе ПЭС-5 при температуре 116 °C. Во время опытов температурный режим поддерживался постоянным методом термостатирования с помощью термостата типа UH8 (Германия). Измерения проводисахарных градусах (°S; $1^{\circ} = 2,8885$ °S) согласно методике, описанной в паспорте сахариметра [7], с использованием кюветы длиной L = 200 мм.

Результаты исследования. Известная методика совмещения жидкокристаллических добавок с основой предусматривает введение жидкокристаллического вещества в базовый состав, смещение и нагрев смеси до температуры выше температуры перехода ЖК соединения в изотропную жидкость. На первом этапе была исследована растворимость различных холестерических ЖК наноматериалов в медицинском вазелиновом масле и ПЭС-5. Холе-

стерические ЖК наноматериалы в количестве 10 мас. % вводили в исследуемые базовые среды, затем их нагревали выше температуры перехода в изотропную жидкость используемого ЖК вещества, тщательно перемешивали и охлаждали до нормальной температуры.

Установлено, что в нагретом состоянии сразу после перемешивания для всех исследуемых ЖК нанокомпозиций и смазочных сред характерно образование однородных прозрачных систем, не содержащих светорассеивающих элементов. Это позволяет предположить, что холестерические ЖК наноматериалы, находясь в жидкокристаллической фазе и состоянии изотропной жидкости, растворяются в исследуемых минеральных и синтетических маслах.

Однако при охлаждении исследуемых масляных сред их поведение с добавкой различных ЖК наноматериалов было неадекватным. Установлено, что с ростом длины алкильного радикала ЖК наноматериала в этих маслах образуются среды, содержащие игловидные кристаллы, которые после охлаждения начинают выпадать в осадок. Как следует из экспериментальных данных, количество образующихся игловидных кристаллов в вазелиновом масле и ПЭС-5 возрастает с увеличением длины радикала карбоновой кислоты в холестерическом ЖК наноматериале [1, 8]. Иными словами, этот факт позволяет заключить, что растворимость холестерических ЖК наноматериалов в минеральных и синтетических маслах снижается с увеличением длины радикала карбоновой кислоты, а следовательно, может существенно влиять на оптическую активность исследуемых составов. В связи с этим последующие эксперименты проводили при температурах, при которых данные масляные составы заведомо представляли собой однородные прозрачные системы. Причем, как показали более де-

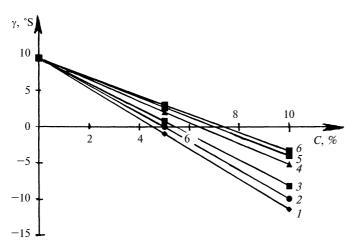


Рис. 3. Зависимости угла γ вращения плоскости поляризации света от концентрации C в вазелиновом масле холестерических ЖК нанокомпонентов: I-X-3; Z-X-9; Z-X-11; Z-X-5; Z-X-15; Z-X-15; Z-X-16; Z-X-17; для холестерина результаты испытаний совпадают с линией Z

тальные исследования, для составов на основе полиэтилсилоксановой жидкости требовались более высокие температуры проведения испытаний (116 °C), чем для составов на основе медицинского вазелинового масла (72 °C).

Установлено, что медицинское вазелиновое масло является правовращающим веществом и угол вращения его плоскости поляризации, т. е. без добавок ЖК соединений, в нашем случае составил +9,5 °S. Как видно из рис. 3, введение в вазелиновое масло холестерических ЖК наноматериалов приводит к изменению оптических свойств получаемых растворов базового масла, что выражается в левом вращении плоскости поляризации света. Причем исследования показали, что для гомологического ряда холестериловых эфиров монокарбоновых алифатических кислот, в котором согласно данным работ [5, 6] длина алкильного радикала повышается с увеличением номера гомолога, установлено снижение оптической активности исследуемых составов вазелинового масла с ростом длины алкильного радикала используемых в качестве добавки в них гомологов ЖК соединений.

Показано, что зависимость величины угла γ вращения плоскости поляризации света от концентрации ЖК соединения в вазели-

новом масле носит линейный характер для всех испытуемых холестерических ЖК наноматериалов. Очевидно, что угол у также зависит от того, какое соединение используется в качестве добавки. Например, удельная величина вращения плоскости поляризации для холестерилового эфира стеариновой кислоты (X-7) составила $\alpha = 0.33$ °S на 1 % ЖК добавки, тогда как для холестерилового эфира уксусной кислоты (X-3) — $\alpha = 1,1$ °S (при длине поляриметрической кюветы L = 200 мм). При этом зависимость интенсивности вращения плоскости поляризации света от конкретного состава холестерического ЖК наноматериала объясняется как различиями в строении молекул (в частности, радикал уксусной кислоты значительно короче радикала стеариновой кислоты), так и разными молярными массами испытанных ЖК соединений, составляющими для холестериловых эфиров уксусной и стеариновой кислот соответственно 428,7 и 653,4 г.

Последнее обстоятельство приводит при одинаковой массовой концентрации добавок в базовом составе к различным количествам молекул холестерических ЖК наноматериалов в единице объема раствора (в данном случае количество молекул для холестерилового эфира уксусной кисло-

ты примерно в 1,52 раза больше, чем для холестерилового эфира стеариновой кислоты). С учетом того, что молярная масса для холестерилового эфира уксусной кислоты меньше того же параметра для холестерилового эфира стеариновой кислоты в 1,52 раза, можно сказать, что молекулы холестерилового эфира уксусной кислоты оптически более активны, чем молекулы холестерилового эфира стеариновой кислоты.

Такие измерения возможны для статистически однородного распределения молекул холестерических ЖК наноматериалов в объеме смазочного материала, а также их хиральных свойств [9, 10], при которых левое и правое направления становятся различными, что и приводит к зависимости оптической активности от направления ориентации молекулы в пространстве. При этом плоскость поляризации света поворачивается каждой молекулой холестерического ЖК наноматериала на некоторый угол φ, а результирующий угол ү для данного ЖК соединения представляет собой сумму таких единичных вращений: $\gamma = \Sigma \phi_i$. Это точно соблюдается при отсутствии химического взаимодействия молекул масла и холестерических ЖК наноматериалов, а для многокомпонентных смесей — и взаимодействия их отдельных компонент. Другими словами, если бы имело место химическое взаимодействие или заметное влияние одной компоненты на другую, то суммы вкладов при действии каждой из компонент смеси в отдельности и всех вместе не были бы равны.

На рис. 4 приведены зависимости угла γ вращения плоскости поляризации от концентраций холестерина, холестерилового эфира стеариновой кислоты (X-7) и их смеси в ПЭС-5. При этом следует отметить, что чистая жидкость ПЭС-5, т. е. без добавок холестерических ЖК наноматериалов, не проявляет оптическую активность и для нее $\gamma = 0$.

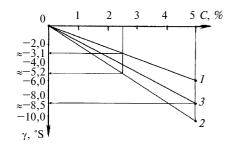


Рис. 4. Зависимости угла γ от концентрации C холестерических ЖК наноматериалов в ПЭС-5:

 $1-X-7;\ 2-$ холестерин; 3- смесь 2,5 мас. % X-7+2,5 мас. % холестерина

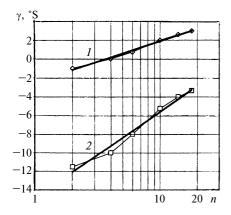


Рис. 5. Зависимости угла γ от числа n атомов углерода в алкильной цепи холестерического ЖК наноматериала при его концентрации в вазелином масле, равной 5 (1) и 10 мас. % (2): точки — эксперимент; толстые линии — аппроксимация

Как видно из экспериментальных данных (см. рис. 4), при введении 2,5 мас. % холестерилового эфира стеариновой кислоты в ПЭС-5 угол вращения плоскости поляризации $\gamma = -3.1$ °S, а при введении 2,5 мас. % холестерина $\gamma = -5.2$ °S. Из указанного следует, что смесь холестерилового эфира стеариновой кислоты и холестерина, если доля каждого из них будет составлять 2,5 мас. %, а общее содержание ЖК компонент соответственно 5 мас. %, должна будет вращать плоскость поляризации состава на угол $\gamma' = -3.1 + (-5.2) = -8.3$ °S. Прямая 3 на рис. 4 это наглядно демонстрирует: для такой смеси $\gamma = -8.5$ °S. Видно, что углы γ и γ' практически одинаковы (различие вызвано погрешностью измерения). Стоит отметить, что в ли-

тературе [3] указывается также на то, что в первом приближении для бинарных смесей холестерических ЖК наноматериалов можно считать, что обратная длина волны селективного отражения является аддитивной суммой отдельных компонент, взвешенных концентрациям обратных длин воли селективного отражения. Здесь первое приближение подразумевает, что не учитывается взаимное влияние компонент (не вводятся специальные поправочные коэффициенты, например k (A, B) Адамса и Хааса или β_{AB} Бэка и Лэбиса). Эффективные длины волн селективного отражения следует рассматривать только как некие величины (однозначным образом связанные с эффективными шагами спирали и, следовательно, с эффективной силой закручивания), которые показывают относительный вклад данного ЖК наноматериала в результирующую спиральную структуру смеси: чем больше эффективная длина волны ЖК соединения, тем меньше его эффективная сила закручивания и тем большим шагом спирали будут обладать смеси на его основе.

Сопоставление углов у вращения плоскости поляризации света с параметрами, характеризующими структуру холестерического ЖК наноматериала, показывает (рис. 5) влияние длины алкильного радикала на оптическую активность растворов холестерических ЖК наноматериалов в вазелиновом масле. Все исследуемые холестерические ЖК наноматериалы содержат алкильную цепочку ряда CH_3 (CH_2)_n, т. е. в экспериментах использовались только насыщенные эфиры холестерина. Как видно из рис. 5, при концентрации ЖК наноматериала в вазелиновом масле, равной 5 и 10 мас. %, наблюдаются практически одинаковые зависимости, отличающиеся лишь интенсивностью вращения плоскости поляризации света. Если не учитывать данные для холестерина, у которого отсутствует алкильная

цепочка (т. е. n = 0), то полученные кривые являются логарифмическими зависимостями γ от n. Так, для концентрации 5 мас. % уравнение получено $\gamma =$ = 1,8944ln(n) - 2,4701 и достоверность аппроксимации составила 0,992, а для концентрации 10 мас. % получено уравнение $\gamma = 3,9995\ln(n) - 14,818$ и достоверность аппроксимации составила 0,9793. Таким образом, судя по величине достоверности аппроксимации, экспериментальные данные хорошо описываются полученными уравнениями. Отсюда очевидно, что при введении холестерических ЖК наноматериалов в минеральные и синтетические масла зависимость величины угла вращения плоскости поляризации света от числа атомов углерода в алкильном радикале ЖК соединения для всех исследуемых сред в полулогарифмических координатах носит практически линейный характер.

Выводы

Исследовано влияние длины алкильного радикала жирной кислоты на оптическую активность (вращение плоскости поляризации) холестерических ЖК наноматериалов, растворенных в вазелиновом масле. Установлено, что введение в вазелиновое масло различных холестерических ЖК соединений приводит к изменению оптических свойств получаемых растворов базового масла, что выражается в левом вращении плоскости поляризации света исследуемых композиций масел. Показано, что чистое вазелиновое масло является правовращающей средой и величина угла вращения плоскости поляризации света его составляет +9,5 °S (сахарных градуса).

Обнаружена линейная зависимость угла вращения плоскости поляризации света исследуемых растворов смазочных материалов от концентрации в них жидкокристаллических соединений. По-

казано, что зависимость величины угла вращения плоскости поляризации света от концентрации ЖК компонента в вазелиновом масле носит линейный характер для всех испытуемых холестерических ЖК наноматериалов. Отмечено, что угол вращения плоскости поляризации света исследуемых сред также зависит от того, какое ЖК соединение используется в качестве добавки. Показано, что зависимость интенсивности вращения плоскости поляризации света OT конкретного состава холестерических ЖК наноматериалов объясняется как различиями в строении молекул, так и различной молярной массой исследуемых ЖК соединений. Сделан вывод о том, что различие в строении молекул холестерических ЖК наноматериалов приводит при одинаковой их массовой концентрации в базовом составе к различным количествам молекул в единице объема раствора и, следовательно, к различной оптической активности исследуемых композиций смазочных сред, что и наблюдается экспериментально.

Установлено, что в отличие от медицинского вазелинового масла, являющегося правовращающей средой, кремнийорганическая жидкость ПЭС-5 не обнаруживает оптической активности, т. е. угол вращения плоскости поляризации света для данной среды равен нулю. На примере

кремнийорганической жидкости ПЭС-5 исследовано влияние бинарных смесей соединений холестерина на величину угла вращения плоскости поляризации света. Показано, что для бинарных смесей холестерических ЖК соединений можно считать, что угол вращения плоскости поляризации (как и обратная длина волны селективного отражения) в первом приближении является аддитивной суммой взвешенных по концентрациям углов вращения отдельных компонентов. Отмечено, что при смешивании холестерических ЖК наноматериалов реализуется такая спирально закрученная структура, при которой эффективная сила закручивания бинарной смеси увеличивается и является результатом суммирования относительного вклада спиральных особенностей каждого из отдельных компонентов этих ЖК соединений. Установлено, что при введении холестерических ЖК наноматериалов в минеральные и синтетические масла зависимость величины угла вращения плоскости поляризации света от числа атомов углерода в алкильном радикале этих ЖК соединений для всех исследуемых сред в полулогарифмических координатах носит практически линейный характер.

Таким образом, полученные экспериментальные данные являются реальной основой для эффективного применения их в

триботехнике, в частности при оценке и контроле содержания холестерических ЖК наноматериалов в минеральных и синтетических смазочных средах и трибосистемах с их использованием.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **О некоторых** закономерностях адсорбции холестерических жидкокристаллических нанокомпозиций при трении твердых тел / С. Ф. Ермаков, В. И. Колесников, А. П. Сычев и др. Трение и износ. 2008. Т. 29. № 4. С. 382—386.
- № 4. С. 382—386. 2. **Пацак Й.** Органическая химия / Под ред. К. П. Бутина: Пер. с чешск. М.: Мир, 1986.
- 3. **Беляков В. А., Сонин А. С.** Оптика холестерических жидких кристаллов. М.: Наука. 1982.
- 4. **Жидкие** кристаллы в технике и медицине / С. Ф. Ермаков, В. Г. Родненков, Е. Д. Белоенко, Б. И. Купчинов. М.: ООО "ЧеРо", Минск: ООО "Асар", 2002.
- 5. **Химические** реактивы и высокочистые вещества. Каталог. М.: Химия, 1983.
- 6. Тищенко В. Г., Черкашина Р. М. Строение молекул и мезоморфизм производных стероидов // Холестерические жидкие кристаллы. Новосибирск: Зап.-Сиб. кн. изд-во. 1976. С. 26—34.
- 7. **Сахариметр** универсальный СУ-4. Паспорт. Киев: Киевский завод "Аналитприбор", 1988.
- 8. **Ермаков С. Ф.** Трибофизика жидких кристаллов. Гомель: ИММС НАН Беларуси. 2008.
- 9. **Беляков В. А.** Жидкие кристаллы. М.: Знание, 1986.
- 10. Сонин А. С. Введение в физику жидких кристаллов. М.: Наука, 1983.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечать" — индекс **70120**;

"Пресса России" — индекс **27841**;

"Почта России" — индекс **60264**.



УДК 621.73

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГУПИ)

Изготовление полых изделий вытяжкой по внутренней поверхности

Разработана теория вытяжки по внутренней поверхности полой заготовки. Получены все расчетные формулы, необходимые для успешного проектирования технологического процесса такой вытяжки. Высокие точность и надежность расчетных формул подтверждены сопоставлением с экспериментальными данными. Показана высокая эффективность операции вытяжки по внутренней поверхности.

Ключевые слова: полые изделия, теория вытяжки по внутренней поверхности, расчетные формулы.

Theory of drawing per internal face of hollow workpiece has been elaborated. All necessary design formulae for successful designing of engineering process for such drawing have been obtained. High accuracy and reliability of the design formulae are confirmed by comparison with experimental data. High efficiency of drawing operation per internal face has been shown.

Keywords: hollow products, theory of drawing per internal face, design formulae.

Вытяжкой по внутренней поверхности называется операция принудительного уменьшения толщины стенки полой заготовки в зазоре между матрицей и пуансоном путем приложения с помощью пуансона к поверхности отверстия растягивающей силы (рис. 1, a-e).

Эта операция является малоизвестной и даже не входит в фундаментальную классификацию операций малоотходной объемной штамповки, приведенную в справочнике [1]. Как правило, такую вытяжку считают частным случаем отбортовки, т. е. относят к листовой штамповке и называют отбортовкой с утонением стенки [2, 3] или комбинированной отбортовкой [4]. Такие названия представляются не вполне удачными, поскольку они неразрывно связывают рассматриваемую операцию с частным вариантом получения исходной заготовки и сужают представление о возможном применении данной операции.

Между тем вытяжка по внутренней поверхности является высокоэффективной операцией, которую можно применять и при получении исходных заготовок методами объемной штамповки и которая позволяет при объемной штамповке получать разнообразные изделия при сравнительно малых удельных силах деформирования (рис. 2, a—a). Это и побудило автора дать новое название и опреде-

ление этой операции, согласованное с определением вытяжки с утонением стенки, данным в работе [5].

С помощью вытяжки по внутренней поверхности можно получать различный рельеф и на наружной поверхности (см. рис. 2, a, δ). При этом необходимым условием для заполнения полости матрицы, образующей наружный рельеф, является соотношение (см. рис. 2, a)

$$r > \sqrt{R_1^2 - R^2 + r_0^2} \tag{1}$$

или

$$R_1 < \sqrt{R^2 + r^2 - r_0^2}$$
, (2)

где R_1 — наибольший радиус заполняемого наружного рельефа.

Следует, однако, помнить, что выражения (1) и (2) не являются достаточными условиями, гарантирующими заполнение рельефа на наружной по-

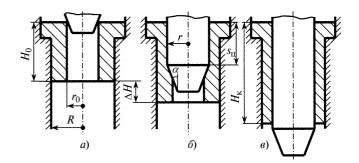


Рис. 1. Схема вытяжки по внутренней поверхности

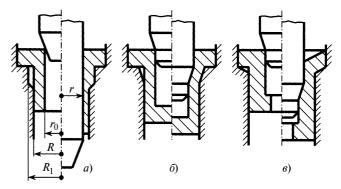


Рис. 2. Схема применения вытяжки по внутренней поверхности

верхности, поскольку течение металла возможно не только в радиальном, но и в осевом направлении.

Вытяжка по внутренней поверхности может быть сквозной (см. рис. $1, \epsilon$) или частичной (см. рис. $1, \delta$).

При сквозной вытяжке высота изделия определяется по формуле

$$H_{\rm K} = \frac{(R^2 - r_0^2)H_0}{R^2 - r^2}.$$
 (3)

Частичная вытяжка позволяет получить изделие со ступенчатой внутренней поверхностью. В этом случае приращение высоты изделия (см. рис. $1, \delta$) определяется по формуле

$$\Delta H = \frac{3(r^2 - r_0^2)s_{II} + (r - r_0)(r^2 + rr_0 - 2r_0^2)\operatorname{ctg}\alpha}{3(R^2 - r_0^2)}, \quad (4)$$

где $s_{\text{ц}}$ — глубина внедрения цилиндрической части пуансона.

Частичная вытяжка (см. рис. 2, δ , ϵ) в ряде случаев позволяет заменить операцию выдавливания ступенчатым пуансоном, требующую создания высоких удельных сил и приводящую, как правило, к низкой стойкости пуансона [6]. При частичной вытяжке для предотвращения образования внутреннего наплыва в нижней части очага пластической деформации заходную часть пуансона лучше делать не конической (см. рис. 2, a), а с небольшим цилиндрическим участком, выполняющим функцию оправки (см. рис. 2, δ , ϵ).

Следует отметить, что если матрица препятствует расширению фланца (см. рис. 1), то на начальном этапе вытяжки в зоне фланца сила деформирования будет существенно превосходить силу, необходимую для последующего этапа вытяжки в зоне втулочной части. Наибольшую силу на этапе вытяжки в зоне фланца можно определить по формулам раздела 8.6 монографии [5]. Для уменьшения силы процесса на данном этапе вытяжку можно осуществлять без ограничения диаметрального расширения фланца (рис. 3). В этом случае необходимую силу определяем по формулам раздела 16.6 книги [7]. Уменьшению силы на этапе вытяжки в зоне фланца способствует и наличие различных заполняемых полостей (см. рис. 2).

В зависимости от имеющегося кузнечно-прессового оборудования и типоразмеров получаемого изделия (например изделие со сквозным отверстием на рис. 1, в или стакан на рис. 2, б) исходную заготовку для вытяжки можно получать различными способами: высадкой, контурной осадкой, радиальным выдавливанием, прямым выдавливанием на оправке. Для уменьшения потребной силы деформирования можно использовать и прямое выдавливание без оправки (рис. 4), вариант которого с использованием заготовки в виде тора рассмот-

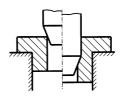


Рис. 3. Схема вытяжки по внутренней поверхности без ограничения диаметрального расширения фланца

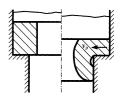
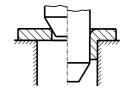


Рис. 4. Схема получения заготовки для вытяжки прямым выдавливанием без оправки

Рис. 5. Схема совмещения вытяжки по внутренней поверхности с отбортовкой



рен в работе [8]. Наибольшую силу такого выдавливания можно оценить по формуле из раздела 8.1 монографии [6]. Следует отметить, что из-за сдерживающего влияния выдавленной втулочной части, противодействующего радиальному течению металла из фланца (см. рис. 4), на боковой наружной поверхности заготовки образуется поднутрение, которое, как правило, устраняется при последующей вытяжке по внутренней поверхности.

Иногда требуемое изделие можно получить путем традиционного совмещения вытяжки по внутренней поверхности с отбортовкой (рис. 5). Следует иметь в виду, что при таком способе в зоне перехода фланца в отверстие образуется заметная воронка. Она, как правило, имеет место и при получении исходной заготовки способом, показанным на рис. 4. При других способах реализации вытяжки по внутренней поверхности (см. рис. 1—3) скругление зоны перехода существенно уменьшается.

В основе известных теоретических исследований вытяжки по внутренней поверхности [8, 9] лежит решение Е. А. Попова, полученное методом баланса работ для обычной вытяжки с утонением стенки [2]. Недостатки этого решения подробно рассмотрены в разделе 12.7 монографии [5].

Для нового решения используем соотношения наиболее общей на современном уровне теории пластического течения.

Расчетная схема вытяжки по внутренней поверхности показана на рис. 6. Очаг пластической деформации сосредоточен в зоне 1, ниже которой расположена исходная часть 2 заготовки, а выше — протянутая часть 3 заготовки.

Принимаем следующие допущения: 1) материал считаем жесткопластическим, а упрочнение учитываем средней по очагу пластической деформации величиной напряжения σ_s текучести; 2) силы контактного трения определяем по закону Зибеля как $\tau_{\rm K} = \mu \beta \sigma_s$, где μ — коэффициент трения по напряжению текучести, β — коэффициент Лоде.

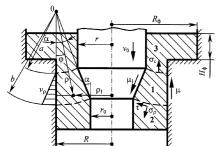


Рис. 6. Расчетная схема вытяжки по внутренней поверхности

В анализе используем относительные величины напряжений, отнесенные к среднему напряжению текучести.

Рассмотрим зону **1.** При рассмотрении пластического течения в аналогичной зоне в разделе 6.3 работы [5] путем строгого анализа объемной задачи с использованием торовой системы координат математически обосновано, что при обычно применяемых на практике углах $\alpha \le 20^\circ$ скорость тангенциальной деформации $\xi_\theta \approx 0$, т. е. рассматриваемую задачу можно считать плоской. Поэтому в решении используем полярные координаты ρ и ϕ .

Следуя разделу 6.3 работы [5], можно показать, что напряженное состояние в зоне **1** определяется выражениями:

$$\begin{cases} \sigma_{\rho} = \beta + (C - \beta) \ln \rho + C_{2}; \\ \sigma_{\phi} = (C - \beta) \ln \rho + C_{2}; \\ \tau_{\phi\rho} = -C_{\phi} + C_{1}, \end{cases}$$
 (5)

где C, C_1 , C_2 — произвольные постоянные интегрирования.

Эпюру скорости v_{ρ} перемещения деформируемого металла по поверхности матрицы с достаточной для практики точностью можно считать линейной (см. рис. 6, слева от оси симметрии). Тогда в соответствии с разделом 14.3 книги [7] следует принять, что сила контактного трения по матрице определяется не коэффициентом μ трения, а его половиной. С учетом этого произвольные постоянные C и C_1 находятся из граничных условий: $\tau_{\phi\rho} = 0.5\beta\mu$ при $\phi = 0$ и $\tau_{\phi\rho} = \beta\mu_1$ при $\phi = \alpha$, откуда:

$$C = \beta(0.5\mu - \mu_1)/\alpha; \quad C_1 = 0.5\beta\mu,$$
 (6)

где μ_1 — коэффициент трения по пуансону.

Вследствие изменения направления скорости движения материала в зоне 2 по отношению к скорости v_{ρ} в зоне 1, на границе между ними возникает разрыв в касательных составляющих скоростей, приводящий к резкой локализации сдвиговых деформаций и, соответственно, к появлению предельных касательных напряжений $\tau = 0,5\beta$. Аналогичные условия имеют место и на границе между зонами 1 и 3. С учетом этого произвольную постоянную C_2 определяем из граничного условия

$$\pi(R^2 - r_0^2)\sigma_0|_{\sigma = b} - P_{\tau}|_{\sigma = b} = 0.$$
 (7)

Первое выражение этого уравнения написано с учетом известной теоремы [10] об определении силы от напряжения, переменного по направлению, но постоянного по величине.

Сила от действия касательных напряжений $\tau = 0.5\beta$:

$$P_{\tau}|_{\rho = b} = 2\pi \int_{0}^{R} \tau \sin\phi \rho_{1} d\rho_{1} =$$

$$= 2\pi \int_{0}^{\alpha} \tau \sin\phi (R - b\sin\phi) b d\phi =$$

$$= \pi\beta b \left[R(1 - \cos\alpha) - \frac{b}{4} (2\alpha - \sin2\alpha) \right]. \tag{8}$$

Для облегчения практических расчетов радианное значение угла α в выражениях (6) и (8) в силу малости заменим на $\sin \alpha$. В результате получим:

$$P_{\tau|_{D} = b} = \pi \beta b (1 - \cos \alpha) (R - 0.5b \sin \alpha). \tag{9}$$

Подставив выражение (9) в уравнение (7), найдем произвольную постоянную C_2 :

$$C_2 = -\beta - (C - \beta) \ln b +$$
+ $\frac{\beta b (1 - \cos \alpha) (R - 0.5b \sin \alpha)}{R^2 - r_0^2}$. (10)

Напряжение в протянутой части стенки определяем из выражения

$$\sigma_{\rm c} = \sigma_{\rm \rho}|_{\rm \rho = a} + \frac{P_{\rm \tau}|_{\rm \rho = a}}{\pi (R^2 - r^2)}.$$
 (11)

Аналогично выражению (9) можно получить:

$$P_{\tau|_{\Omega} = a} = \pi \beta a (1 - \cos \alpha) (R - 0.5a \sin \alpha). \tag{12}$$

Подставив выражения (5), (6), (10), (12) в равенство (11) и учтя, что при плоской деформации $\beta = 1,155$, а из геометрических соображений

$$b = \frac{R - r_0}{\sin \alpha}; \quad a = \frac{R - r}{\sin \alpha},\tag{13}$$

окончательно получим:

$$\sigma_{\rm c} = 1{,}155 \left[\left(1 + \frac{\mu_1 - 0{,}5\mu}{\sin\alpha} \right) \ln \frac{R - r_0}{R - r} + \frac{1 - \cos\alpha}{\sin\alpha} \right]. (14)$$

Так как угол α матрицы при вытяжке по внутренней поверхности невелик, то деформированное состояние заготовки является стационарным и достаточно равномерным в поперечном направлении. В связи с этим можно определять среднее по очагу пластической деформации напряжение текучести по формуле:

$$\sigma_{s} = \frac{\sigma_{s0} + \sigma_{sK}}{2},\tag{15}$$

в которой конечное напряжение текучести σ_{sk} определяется по значению накопленной деформации протянутой части стенки:

$$e_i = 1,155 \ln \frac{R^2 - r_0^2}{R^2 - r^2}.$$
 (16)

Полная сила вытяжки по внутренней поверхности будет:

$$P = \sigma_s \pi (R^2 - r^2) \sigma_c = 3,63 \sigma_s (R^2 - r^2) \times \left[\left(1 + \frac{\mu_1 - 0.5\mu}{\sin \alpha} \right) \ln \frac{R - r_0}{R - r} + \frac{1 - \cos \alpha}{\sin \alpha} \right]. \tag{17}$$

По выражению (17) из условия $\partial P/\partial \alpha = 0$ можно найти оптимальный угол конусности пуансона, при котором сила вытяжки будет минимальной:

$$\cos \alpha_P = \frac{1}{1 + (\mu_1 - 0.5\mu) \ln \frac{R - r_0}{R - r}}.$$
 (18)

Из сравнения выражений (14) и (17) видно, что в отличие от вытяжки с утонением стенки при вытяжке по внутренней поверхности найденный оптимальный угол равен оптимальному углу, при котором растягивающее напряжение в стенке протянутой части заготовки имеет минимальное значение, что соответственно, позволяет получить наибольшую деформацию стенки за один переход.

Вычисленные значения оптимальных углов (табл. 1) хорошо согласуются с данными работ [3, 9].

Из табл. 1 видно, что при вытяжке по внутренней поверхности с увеличением степени деформации и коэффициентов трения значение оптимального угла конусности пуансона также увеличивается.

Поскольку для нормального протекания процесса вытяжки нельзя допускать появления в протянутой части стенки заготовки пластических деформаций, приводящих к ее разрыву, то деформацию за один переход следует ограничивать, руководствуясь условием:

$$\sigma_{\rm c} \leq \sigma_{\rm sK}/\sigma_{\rm s}.$$
 (19)

При вытяжке по внутренней поверхности возможен также срез фланца. Условие отсутствия среза имеет вид (см. рис. 6):

$$2\pi R H_{\Phi} \frac{\sigma_{s0}}{2} > P.$$

Отсюда следует, что высота фланца должна удовлетворять соотношению

$$H_{\rm th} > P/\pi R \sigma_{\rm s0}. \tag{20}$$

С учетом плоской деформации относительное гидростатическое давление определяется выражением $\sigma = \sigma_{\theta} = (\sigma_{\phi} + \sigma_{\rho})/2$, подставив в которое формулы (5), (6), (10) и (13) при $\rho = a$ (зона, в которой накопленная деформация будет наибольшей), получим:

$$\sigma = 0.577 \left[2 \left(1 + \frac{\mu - 0.5 \mu_1}{\sin \alpha} \right) \ln \frac{R - r_0}{r - r_0} + \frac{1 - \cos \alpha}{\sin \alpha} - 1 \right]. (21)$$

На основании выражений (16) и (21) по методике раздела 12.7 монографии [5] можно прогнозировать трещинообразование при вытяжке по внутренней поверхности.

Для проверки точности полученных расчетных выражений как при наличии, так и при отсутствии упрочнения автором была выполнена серия экспериментов по холодной вытяжке заготовок из свинца C00 и алюминиевого сплава AB. Полученные резанием исходные заготовки имели размеры (см. рис. 1, 6): R=20 мм, $H_0=30$ мм, $H_{\varphi}=10$ мм, $R_{\varphi}=25$ мм. Вытяжку осуществляли по схеме, приведенной на рис. 3, пуансоном с радиусом калибрующей цилиндрической части r=15 мм и углом конусности $\alpha=15^\circ$. Исходные радиусы r_0 отверстий заготовок варьировались. Часть свинцовых заготовок смазывали смазкой ЦИАТИМ, другую часть — обезжиривали. Все алюминиевые заготов-

Tаблица Оптимальные углы α_P конусности пуассона при вытяжке по внутренней поверхности (R=40 мм, $r_0=30$ мм)

		_		-	
r, mm	31	32	33	34	35
e_i	0,105	0,225	0,363	0,526	0,721
$lpha_P^\circ$ при:					
$\mu = \mu_1 = 0.1$	6	8,5	11	13	15
$\mu = \mu_1 = 0.3$	10	14,5	18	22	25

Таблица 2 Расчетные P и экспериментальные P_3 силы вытяжки по внутренне поверхности заготовок из свинца C00 (R=20 мм, r=15 мм, $\alpha=15^\circ$, $\sigma_{S}=20$ МПа)

<i>r</i> ₀ , мм	$\mu = \mu_1$	σ_{c}	<i>P</i> , кН	P_{\ni} , кН	δ, %
12	0,1	0,800	8,80	8,5	3,4
13	0,1	0,616	6,77	6,5	4,0
14	0,1	0,403	4,44	4,2	5,3
12	0,3	1,010	11,10	11,5	3,6
13	0,3	0,766	8,43	8,0	5,0
14	0,3	0,485	5,33	5,1	4,36

Таблица 3 Расчетные P и экспериментальные P_3 силы вытяжки по внутренней поверхности заготовок из алюминиевого сплава AB ($\mu=\mu_1=0,1,\ R=20$ мм, r=15 мм, $\alpha=15^\circ$)

<i>r</i> ₀ , мм	σ_{c}	e_i	σ _{sk} , ΜΠα	σ _s , МПа	<i>Р</i> , кН	<i>Р</i> _э , кН	δ, %
10	1,107	0,623	262	201	122,27	119	2,7
12	0,800	0,439	244	192	84,45	81	4,1
13	0,616	0,321	231	185	62,76	60	4,4
14	0,403	0,177	211	176	38,94	37	5,0



Рис. 7. Заготовки после вытяжки по внутренней поверхности:

a, δ — сквозная вытяжка заготовки с $r_0=12$ мм соответственно из свинца C00 и алюминиевого сплава AB; s — частичная вытяжка заготовки с $r_0=10$ мм из алюминиевого сплава AB



Рис. 8. Заготовки из алюминиевого сплава AB, полученные вытяжкой по внутренней поверхности в соответствии со схемами на рис. 2, a-a

ки смазывали животным жиром. Типовые заготовки, полученные после вытяжки со смазыванием, показаны на рис. 7. В процессе экспериментов фиксировались максимальные силы на этапе вытяжки втулки части заготовки. Расхождения δ расчетных и экспериментальных данных представлены в табл. 2 и 3. Ниже приведен пример расчета.

Пример. Смазанная животным жиром заготовка из алюминиевого сплава AB с исходными размерами R=20 мм, $r_0=10$ мм, $H_{\Phi}=10$ мм была подвергнута холодной вытяжке по внутренней поверхности пуансоном с r=15 мм и $\alpha=15$ °. Требуется проверить возможность разрушения заготовки и сравнить расчетное значение силы вытяжки с экспериментальным значением $P_{\Phi}=119$ кH.

Решение. С учетом хорошего смазывания принимаем $\mu = \mu_1 = 0.1$ и по формуле (14) находим относительное напряжение в протянутой части стенки заготовки: $\sigma_c = 1.107$. Затем по выражению (16) вычисляем накопленную деформацию $e_i = 0.623$. По аппроксимации кривой упрочнения алюминиевого сплава AB [5]

$$\sigma_s = 349 - 163e^{-e_i} - 46e^{-20e_i}$$
, M Π a,

находим $\sigma_{sK} = 262$ МПа. При $e_i = 0$ получаем $\sigma_{s0} = 140$ МПа и по формуле (15) находим среднее напряжение текучести $\sigma_s = 201$ МПа. Вычисляем отношение $\sigma_{sK}/\sigma_s = 1,303$ и с учетом выполнения

условия (19) делаем вывод, что разрыва стенки в процессе вытяжки не произойдет. По формуле (17) находим силу вытяжки P=122,27 кН. Сравнивая с экспериментальной величиной, определяем расхождение $\delta=2,7$ %. Далее находим, что правая часть неравенства (20) равна 9,7 мм. Поскольку эта величина меньше $H_{\Phi}=10$ мм, делаем вывод, что отрыва фланца также не произойдет.

Из заготовок, выполненных из алюминиевого сплава АВ и смазанных животным жиром, в соответствии со схемами на рис. 2 были получены опытные изделия, фотографии которых представлены на рис. 8. Опытная штамповка подтвердила высокую эффективность вытяжки по внутренней поверхности.

Выводы

- 1. Вытяжка по внутренней поверхности является высокоэффективной операцией, позволяющей получать полые изделия разнообразной геометрической формы при сравнительно малых удельных силах деформирования.
- 2. Высокая точность полученных теоретических формул для расчета основных параметров вытяжки по внутренней поверхности позволяет рекомендовать их для практического применения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Ковка** и штамповка: Справочник / Под ред. Е. И. Семенова. Т. 3. Холодная объемная штамповка / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1987. 384 с.
- 2. **Попов Е. А.** Основы теории листовой штамповки. М.: Машиностроение, 1977. 278 с.
- 3. **Аверкиев Ю. А., Башков Б. В.** Отбортовка с утонением стенки // Кузнечно-штамповочное производство. 1976. № 9. С. 21, 22.
- 4. **Ковалев В. Г., Бодин В. В.** Точность при отбортовке // Заготовительные производства в машиностроении. 2005. № 1. С. 16—21.
- 5. **Воронцов А. Л.** Теория малоотходной штамповки. М.: Машиностроение, 2005. 859 с.
- 6. **Воронцов А. Л.** Теория штамповки выдавливанием. М.: Машиностроение, 2004. 721 с.
- 7. Воронцов А. Л. Технологические задачи теории пластичности. Т. 3. М.: Машиностроение, 2006. 475 с.
- 8. **Николаев В. В.** Разработка технологии горячей штамповки фланцев с развитой втулочной частью // Кузнечно-штамповочное производство. 2004. № 6. С. 13—15.
- 9. **Аверкиев Ю. А., Башков Б. В.** Изготовление деталей типа втулки с фланцем протяжкой коническим пуансоном из механически обработанной заготовки // Кузнечно-штамповочное производство. 1969. № 7. С. 12. 13.
- 10. Сторожев М. В., Попов Е. А. Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.

Ю. В. ИВАНОВ, канд. техн. наук (НПО "Средства охраны труда", г. Ижевск)

Исследование и анализ виброактивности ковочных молотов¹

Приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований виброизолирующих установок ковочных молотов. Дано сравнение результатов теоретических расчетов с экспериментальными данными.

Ключевые слова: ковочные молоты, вибрации, виброизолирующие установки, опорная рама, напряженно-деформированное состояние рамы, расчет напряжений в раме.

Results of theoretical and experimental study of the vibroisolating forging hammers are presented. Theoretical results were compared with experimental data.

Keywords: forging hammers, vibrations, vibroisolating facilities, supporting frame, frame's deflected mode, stress analysis in a frame.

Ковочные молоты в кузнечно-прессовом оборудовании составляют весьма значительную часть. Модельный ряд ковочных молотов определяется большим разнообразием конструкций, регламентируемых массой падающих частей машины, составляющей от 50 кг до 5÷8 т. Скорость движения бабы (ударника) молота достигает 6÷9 м/с. Простота эксплуатации и типовой набор упрощенного инструментария определяют широкий спектр работ, выполняемых на стадии заготовительного производства.

Традиционный недостаток кузнечных молотов — высокий уровень генерируемых при эксплуатации вибраций. Источником вибраций при работе молота является его фундамент. Так как рабочие места кузнеца и подручных находятся на фундаменте молота, то воздействие вибрации на них максимально. Существующий уровень вибраций значительно превышает санитарные нормы, определяемые ГОСТ 12.012—90, что негативно влияет на обслуживающий персонал: увеличивается число профессиональных заболеваний.

Вибрации, генерируемые ковочными молотами, представляют собой неустановившиеся, импульсные колебания. Основная доля энергии спектральных составляющих сосредоточена в диапазоне $5 \div 50$ Гц. Максимальные перемещения в низкочастотной области ($8 \div 20$ Гц) составляют до 1,2 мм, в высокочастотной ($25 \div 50$ Гц) — до 0,5 мм, максимальные виброскорости — 100 мм/с. Несмотря на различный характер вибраций, создаваемых молотами, частота колебаний грунта на некотором расстоянии от молота одинакова для любого вида установки молота и равна $8 \div 12$ Гц.

При распространении вибраций по грунту наблюдается расплывание волнового пакета, при

этом волны возмущения, доходя до зданий, возбуждают резонансные колебания в несущих элементах конструкции зданий, что приводит к появлению признаков разрушения.

Для снижения уровня вибраций работающих молотов используют различные конструкции виброизолирующих установок молотов. Молоты, традиционно устанавливаемые на массивный виброизолированный инерционный блок, являются дорогостоящими по исполнению и сложными при эксплуатации [1]. Для штамповочных молотов традиционно используют схему виброизоляции, в которой амортизаторы устанавливают непосредственно под шабот молота [2]. Такие виброизолирующие установки успешно эксплуатируются в течение продолжительного времени как у нас в стране, так и за рубежом. Для ковочных молотов, имеющих разомкнутую конструкцию станины, шабот располагается отдельно от стоек, так как установка амортизаторов непосредственно под шабот оказалась неэффективной. В этом случае шабот при ударе поворачивался относительно стоек, неподвижно закрепленных на фундаменте, что приводило к сбрасыванию поковки с нижнего штампа. Кроме того, по данным завода, на котором установлен молот, снижается КПД удара [3].

Разработаны и внедрены в производство конструкции виброизолирующих установок для всей гаммы ковочных молотов, в которых реализованы схемы замкнутых станин штамповочных молотов (рис. 1). В разработанных конструкциях шабот и стойки станины связаны между собой опорной сварной рамой и проставками. Шабот на раме установлен на прокладке из конвейерной ленты и снабжен ограничителями смещения с расклинива-

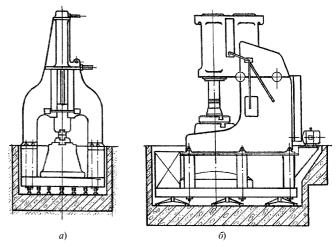


Рис. 1. Схемы виброизолирующих установок для арочного (a) и пневматического (б) ковочных молотов

¹ В работе принимали участие А. И. Храмой и З. Г. Закиров.

нием. Проставки, опоры стоек и рама не имеют взаимного смещения благодаря ограничителям, привариваемым после сборки молота. Элементы станины в конструкции виброизолирующей установки соединяются специальными шпильками с амортизаторами. В качестве амортизаторов для рамы используются железнодорожные рессоры. В аналогичной виброизолирующей конструкции ковочного пневматического молота используется груз-уравновешиватель, который центрирует вертикальные составляющие статической нагрузки установки.

Конструкция виброизолирующей установки ковочного молота при ударе ведет себя так же, как у штамповочного молота. Сочлененная, замкнутая станина плавно смещается на рессорах. Вибрации демпфируются внутри системы и на фундамент не передаются. После удара перемещение опорной рамы достигает $11 \div 15$ мм, время затухания колебаний — $0,1 \div 0,3$ с. При скорости падающих частей перед ударом до 6,4 м/с парциальная частота колебаний конструкции составляет $2,6 \div 3,8$ Гц. Параметры вибрации фундамента следующие: виброперемещение — 0,15 мм; виброскорость — 5 мм/с. Таким образом, полученные параметры при сопоставлении с ГОСТ 12.1.02—90 соответствуют нормам.

Для эффективной эксплуатации молота научнопрактический интерес представляет оценка напряженно-деформированного состояния (НДС) опорной рамы виброизолирующей установки ковочного молота. Рама служит для установки элементов ковочного молота на виброизолирующие опоры и определяет работоспособность всей конструкции виброизолирующей установки. По характеру нагружения, размерам и форме раму можно рассматривать как очень толстую плиту, верхняя и нижняя поверхности которой — это массивные стальные листы, а внутренний объем заполнен ребрами жесткости, образующими в плане прямоугольную решетку нерегулярной структуры. Все элементы конструкции соединены сваркой.

Основной нагрузкой, действующей на раму в процессе эксплуатации, является импульсное контактное давление со стороны опорной поверхности шабота, возникающее после удара по нему падающих частей молота. Через прорезиненную прокладку контактные нагрузки передаются на верхний лист рамы, далее на ребра жесткости и нижний лист рамы, а затем на виброизолирующие опоры виброустановки.

В процессе нагружения рама деформируется, при этом она испытывает сложные напряжения во всех плоскостях. Их величина зависит от размеров рамы, толщины листов и высоты ребер жесткости. Для того чтобы рама могла выдержать длительную эксплуатацию и имела приемлемые размеры и массу, необходимо рассчитать ее НДС. В настоящее время такой расчет возможен методом конечных элементов (МКЭ) [4].

Нагружение рамы носит существенно динамический характер. Однако определение ее НДС в нестационарной постановке, т. е. с учетом всех динамических эффектов, является серьезной научной проблемой и связано со значительными затратами. В то же время для определения пригодности рамы к эксплуатации достаточно иметь верхнюю оценку действующих в ней напряжений. Эта задача существенно проще и может быть решена в статической постановке без учета колебаний рамы и связанных с ними сил инерции. Поэтому далее будем считать, что на раму, установленную на упругие опоры, действует постоянное и равномерно распределенное по всей площади контакта давление, величина которого равна максимуму контактного давления, создаваемого шаботом.

Энергия падающих частей молота передается шаботу в течение нескольких сотых долей секунды. Это время существенно меньше времени деформирования рамы. Поэтому будем считать, что в начальный момент шабот имеет некоторую скорость, а равнодействующая приложенных к нему нагрузок равна нулю. Сделанное допущение позволяет легко определить верхний предел величины контактного давления. Очевидно, что максимум будет наблюдаться в том случае, если вся энергия шабота перейдет в энергию упругой деформации прокладки:

$$P_{\text{max}} = (\sqrt{C_{\Pi} M_{\text{III}} v_{\text{III}}^2} + G_{\text{III}}) / F_{\Pi}, \tag{1}$$

где C_{Π} — жесткость резиновой прокладки; $M_{\text{Ш}}$ — масса шабота; $v_{\text{Ш}}$ — начальная скорость шабота; $G_{\text{Ш}}$ — вес шабота; F_{Π} — площадь прокладки.

Полный переход кинетической энергии в потенциальную возможен при условии, что рама остается неподвижной. В действительности это не так. В упругую энергию переходит лишь часть энергии шабота, часть остается у шабота, а часть уходит на разгон рамы. В этой постановке максимальное контактное давление может быть найдено исходя из законов сохранения энергии и импульсов. Принимая во внимание, что опоры виброизоляции имеют жесткость, на порядок меньшую жесткости прокладки, и поэтому не могут оказывать существенного влияния на процесс нагружения рамы, получаем:

$$P_{\text{max}} = \frac{P_{\text{max}}}{\left[-\frac{1}{M_{\text{III}}} v_{\text{III}}^2 \left[1 - \frac{M_{\text{III}}}{M_{\text{III}}} + \frac{M_{\text{p}}}{M_{\text{p}}} \right] + G_{\text{III}} \right) / F_{\Pi}, \quad (2)$$

где $M_{\rm p}$ — масса рамы.

Разница между давлениями, полученными по выражениям (1) и (2), зависит от соотношения масс рамы и шабота. Для пятитонного ковочного молота М1547 это соотношение составляет 1/5, что приводит к отличию давлений в 2,5 раза.

Другим важным фактором, влияющим на величину контактного давления, является деформация рамы. Жесткость рамы одного порядка с жесткостью

резиновой прокладки. Это влияние существенно, но учесть его простым образом не представляется возможным. Ясно, что деформация рамы оказывает влияние в сторону уменьшения контактного давления и при определении верхнего предела может не учитываться. При выполнении основного расчета будет использоваться выражение (1), а выражение (2) применяется для дополнительных оценок.

Основными несущими элементами рамы являются прямоугольные пластины. При эксплуатации рамы пластины испытывают деформации как растяжения—сжатия, так и изгиба. Это значит, что при формировании конечно-элементной модели рамы необходимо использовать конечный элемент в форме прямоугольной пластины, сопротивляющейся растяжению—сжатию и изгибу. Считаем, что конечные элементы соединены между собой жестко, а в местах стыка имеют нулевую толщину. Упругие опоры амортизаторов рамы представим упругими реакциями, которые можно определить до проведении расчета из соотношений:

$$F_{\rm H} = \text{sum}(F_i), F_i = F_j, i, j = 1, n,$$
 (3)

где $F_{\rm H}$ — нагрузка; n — число опор; F_i — реакция i-й опоры.

Расчета МКЭ проводили с помощью специально разработанных программных средств в форме метода перемещений. Системы уравнений решали методом Гаусса. Определяли величины напряжений σ_x , σ_y , τ_{xy} для плоского напряженного состояния и величину эквивалентных напряжений σ_i .

Всего рассчитали пять конструкций рам, предназначенных для виброизолирующих установок различных кузнечных молотов. Расчетами было установлено, что в нагруженной раме есть две зоны с максимальными напряжениями. Первая зона расположена в средней части нижнего листа. Основными в ней являются напряжения растяжения сжатия. Во второй зоне большие значения имеют как напряжения растяжения—сжатия, так и напряжения изгиба. В эту зону попадает часть верхнего листа, соприкасающегося с шаботом. Место расположения первой опасной точки для каждой из рассчитанных рам, как правило, располагается на ребре, наиболее близко расположенном к средней части рамы. Вторая опасная точка располагается в центре нагруженного давлением "окна", имеющего наибольшую площадь.

Расчеты проводили для значений модуля упругости $E = 2 \cdot 10^6$ кгс/см², и коэффициента Пуассона v = 0,31. Эквивалентные растягивающие напряжения в опасных точках определяли в соответствии с четвертой теорией прочности (критерий удельной потенциальной энергии формоизменения Губера—Мизеса—Генки) [5], которая дает хорошую сходимость результатов. Для второй опасной точки эквивалентные напряжения подсчитывали с учетом взаимного действия напряжений изгиба и растяже-

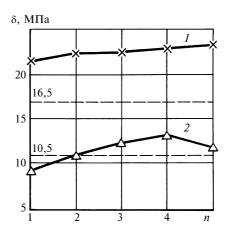


Рис. 2. Расчетные напряжения в верхнем листе рамы в зоне наклейки тензодатчиков вдоль (1) и поперек (2) рамы: n — номер узла конечного элемента

ния—сжатия. Результаты расчетов сведены в табл. 1. Допускаемые напряжения в условиях длительного одноосного циклического нагружения образцов, содержащих сварной шов, для различных марок сталей составляют более 80 ÷ 135 МПа [6].

Сравнение расчетных значений эквивалентных напряжений с экспериментальными, возникающими в опорной раме при ее эксплуатации, проведено на примере двухтонного ковочного молота. Напряжения рассчитывали по значениям деформаций, полученным методом тензометрирования. Тензодатчики наклеивали на верхний лист рамы между шаботом и стойкой молота на расстоянии 0,5 м от края. Получены следующие амплитудные значения напряжений: вдоль рамы — 16,5 МПа, поперек — 10,5 МПа. Результаты расчета напряжений в зоне наклейки тензодатчиков приведены на рис. 2. В целом расчетные значения напряжений хорошо согласуются с экспериментальными данными, отклонения с учетом принятых допущений при составлении расчетной схемы составляют $20 \div 30 \%$.

Исследования влияния жесткости виброизолирующих опор показали ее существенное влияние на НДС рамы. Для определения характера этого влияния были рассчитаны рамы пятитонного ковочного молота с опорами трех видов: 1) абсолютно жесткие, нагрузка уравновешивается реакциями

Таблица 1 Эквивалентные растягивающие напряжения, МПа, в опасных точках

Модель ковочного	Масса падающих	Опасная точка		
молота	частей, т	первая	вторая	
M1340	1	58,1	100,8	
M1343	2	75,8	114,8	
M1345	3	89,2	114,5	
M1547	5	129,6	139,6	
MA4136	0,4	31,3	253,2	

опор; 2) абсолютно податливые, нагрузка уравновешивается силами инерции; 3) упругие, величина жесткости которых равна динамической жесткости рессор, нагрузка уравновешивается равными между собой реакциями опор.

Наибольшие напряжения в первой опасной точке получены для абсолютно податливых опор, наименьшие — для абсолютно жестких; во второй опасной точке напряжения, связанные с изгибом, слабо зависят от жесткости опор. Результаты расчетов сведены в табл. 2.

Проведенные расчеты показали, что для всех рам наиболее нагруженными элементами конструкции являются верхний и нижний листы. Их напряженное состояние существенно неоднородно. Наибольшие напряжения сосредоточены в средней части, тогда как концы практически не нагружены. В средней части поле напряжений также неравномерно. Основные силовые потоки сосредоточены в окрестностях ребер. В особых условиях нагружения находится часть верхнего листа, нагруженного контактным давлением. На этом участке помимо сжимающих напряжений, связанных с общей деформацией рамы, действуют значительные напряжения изгиба.

Анализ напряженного состояния рамы показывает, что возможны два типа повреждений. Первый связан с появлением трещин в средней части нижней пластины в местах ее контакта с ребрами, а по второму — разрушается часть верхнего листа, нагруженная давлением и совпадающая с "окном" сотовой конструкции, имеющим наибольшую площадь. Первый тип разрушения может быть устранен путем увеличения размеров рамы и ее конструктивных элементов. В первую очередь, это относится к высоте рамы и толщине листов. Наибольший эффект дает увеличение толщины листов,

Tаблица 2 Напряжения и деформации рамы при различной жесткости опор

Параметр	Значение параметра для опоры вида				
	1	2	3		
Максимальное смещение по оси Z , 10^{-3} м	2,6	12,2	5,8		
Напряжения в первой опасной точ- ке, МПа: растяжение—сжатие вдоль рамы то же, поперек рамы касательное	35,9 82,5 3	194 23 20,8	128 34,7 34,9		
Напряжения во второй опасной точ- ке, МПа: изгиб вдоль рамы то же, поперек рамы касательное растяжение—сжатие вдоль рамы то же, поперек рамы касательное	63,5 80 0,5 23,2 19 0,4	58 74 0 186 10,9 2,6	65,5 82,5 0,4 92,7 22,7 4,2		

но это связано со значительным увеличением массы рамы. Частично проблема может быть решена путем использования листов разной толщины. В этом случае толстые листы необходимо укладывать в центре рамы, а тонкие — на ее концах. Наиболее эффективный способ устранения разрушений второго типа — это установка в "окнах" решетки рамы дополнительных ребер жесткости.

Наиболее вероятно, что первый тип повреждений повлечет за собой полное разрушение рамы и сделает невозможным ее дальнейшую эксплуатацию. Во втором случае общего разрушения может и не произойти. Вопрос о дальнейшем использовании рамы, получившей местные повреждения, необходимо решать в каждом конкретном случае отдельно, учитывая все обстоятельства. Полученные на двухтонном ковочном молоте данные по длительной эксплуатации виброизолирующей установки показали, что никаких трещин и остаточных деформаций в опорной раме не обнаружено. Экспериментальные значения напряжений хорошо согласуются с расчетными, что подтверждает правильность разработанной методики расчета НДС опорной рамы и конструкции виброизолирующей установки ковочного молота.

Важное практическое значение имеет вопрос уменьшения массы рамы. Проведенные расчеты показали, что в принятой конструкции заметный эффект можно получить лишь при использовании листов разной толщины, уложенных, как было рекомендовано выше. Другие изменения конструкции при незначительном уменьшении массы приводят к резкому увеличению напряжений. Так, например, уменьшение толщины листа средней части рамы в среднем с 30 до 20 мм дает уменьшение массы молота М1547 на 1,5 т, а напряжения увеличиваются в 1,5 раза. Проблема может быть решена, если в конструкции вместо листов и двутавров использовать уголки и швеллеры.

Наиболее нагруженной из всех конструкций рам оказалась рама пятитонного молота М1547. Расчет по приведенной методике показал, что верхняя оценка напряжений в первой опасной точке превышает уровень допускаемых напряжений. Для этой рамы был проведен дополнительный анализ ее напряженного состояния с учетом определения величины контактного давления по выражению (2). Получено значение эквивалентного напряжения 52 МПа, что меньше допускаемых напряжений.

Таким образом, сравнение полученных значений эквивалентных напряжений, являющихся верхней оценкой действительных напряжений, с допускаемыми и экспериментальными напряжениями для рамы двухтонного ковочного молота показывает, что разработанные конструкции опорных рам имеют достаточный запас прочности для их длительной безопасной эксплуатации. Исключение составляет рама для пневматического ковочного молота, в конструкцию которой необходимо

внести дополнительные ребра жесткости в соответствии с данными выше рекомендациями.

Опыт эксплуатации виброизолирующих установок ковочных молотов, составляющий более 15 лет, показал, что приведенные конструкции виброизоляции эффективно работают, снижая уровень действующих вибраций до санитарных норм. При этом конструкции базовых элементов системы виброустановки, изготовленные с учетом приведенных рекомендаций, эффективно функционируют, не теряя своей работоспособности. Разработанные конструкции виброизолирующих установок ковочных молотов рекомендуются к широкому внедрению в кузнечных цехах машиностроительных предприятий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Проектирование**, строительство и эксплуатации виброизолированных фундаментов для штамповочных

- и ковочных молотов с весом падающих частей до 16 т (руководящий материал). Воронеж: ЭНИКМАШ, 1967. 83 с.
- 2. **Климов И. В., Кошелев В. П., Носов В. С.** Виброизоляция штамповочных молотов. М.: Машиностроение, 1979. 134 с.
- 3. **Жачкин Ю. В., Лапин С. К.** Фундамент ковочного молота с м.п.ч. 3 т мод. М134А с подрессоренным шаботом // Кузнечно-штамповочное производство. 1976. № 3. С. 22—24.
- 4. **Расчеты** машиностроительных конструкций методом конечных элементов: Справочник / В. И. Мяченков, В. П. Мальцев, В. П. Майборода и др. Под общ. ред. В. И. Мяченкова. М.: Машиностроение, 1989. 520 с.
- 5. Писаренко Г. С., Яковлев А. Г., Матвеев В. В. Справочник по сопротивлению материалов / Киев: Наукова думка, 1988. 736 с.
- 6. **Горский А. И., Иванов Е. В., Кореновский А. И.** Определение допускаемых напряжений при расчетах на прочность. М.: НИИМАШ, 1974.

УДК 621.774.63:621.7.011

А. В. КОЗЛОВ, канд. техн. наук, В. Г. ШЕРКУНОВ, д-р техн. наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), Я. М. ХИЛЬКЕВИЧ, канд. техн. наук (Израиль)

Напряженное состояние в трубе при ее гибке с раскатыванием *п* парами близко расположенных деформирующих элементов

Изложен способ повышения качества криволинейных участков трубопроводов, получаемых холодной гибкой труб, с воздействием на внутреннюю поверхность трубы раскатного инструмента. Определено наиболее выгодное расположение деформирующих элементов в раскатнике, позволяющее максимально снизить усилия гибки и повысить точность получаемых изделий.

Ключевые слова: гибка, тонкостенные трубы, криволинейные элементы трубопроводов, деформирующие элементы, раскатывание.

The method of improving of curvilinear pipeline sections being obtained by cold bending of the tubes with effect of a roller tool on internal tube face has been stated. The most profitable positioning of the elements in the roller tool, allowing to decrease maximally the bending forces and to improve production accuracy, has been determined.

Keywords: bending, light-wall tubing, curvilinear pipeline elements, deforming elements, rolling.

Гибка труб является одной из основных операций технологического процесса изготовления криволинейных деталей трубопроводов. Однако в современных производственных условиях осуществить качественную гибку труб диаметром более 40 мм в холодном состоянии достаточно сложно. Связано это с тем, что она сопровождается такими не-

желательными для последующей эксплуатации явлениями, как утонение стенки на внешней части гиба, сплющивание поперечного сечения, образование гофр и изломов на внутренней части гиба. Основным приемом снижения усилий гибки и повышения пластических свойств материала трубы является нагрев. Однако его применение требует значи-

тельных энергозатрат и использования сложного дорогостоящего оборудования.

Разработанная в ЮУрГУ технология гибки тонкостенных труб с раскатыванием устраняет многие из перечисленных выше недостатков. Сущность новой технологии гибки труб с раскатыванием [1] заключается в следующем. При вращении раскатника (рис. 1, a), введенного в трубу с достаточно большим натягом, в каждой точке кольцевой зоны раскатывания возникает знакопеременный изгиб (рис. $1, \delta$), при котором изгибные напряжения кратковременно достигают предела текучести $\sigma_{\rm T}$. В результате при приложении относительно небольшого изгибающего усилия происходит гибка в перемещающейся кольцевой зоне раскатывания.

Был выполнен анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) изгибаемой трубы при ее раскатывании инструментом с равномерно разнесенными по окружности деформирующими элементами (ДЭ) — шариками или роликами [2, 3]. Обоснована целесообразность применения при гибке малого числа ДЭ (три—четыре). Действительно, если число ДЭ невелико, то растягивающие усилия малы и рас-

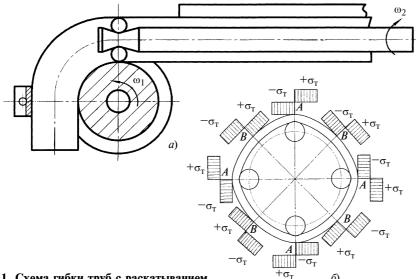
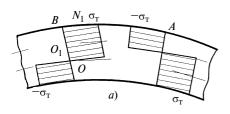


Рис. 1. Схема гибки труб с раскатыванием

пределения нормальных напряжений в сечениях А и В практически симметричны (рис. 2).

При этом на каждую точку сечения трубы синхронно частоте вращения инструмента действуют растягивающие и сжимающие нормальные напряжения, и хотя они достигают предела текучести, тонкостенная втулка в окружном направлении почти не растягивается и не сжимается. В этом состоянии пластичность материала периодически достигается в каждой точке раскатываемого сечения, и можно предположить, что достаточно малые усилия приведут к изгибу трубы. При использовании в раскатке трех-четырех ДЭ может возникать не более



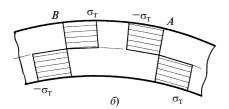


Рис. 2. Распределение нормальных напряжений в трубе при раскатывании с большим (а) и малым (б) числом ДЭ

шести-восьми пластических шарниров, которые локализованы в узких областях, в то время как остальная часть материала трубы находится практически в напряженном состоянии (см. рис. $1, \delta$).

Изложенный в работе [4] метод оценки предельной несущей способности пластических шарпозволяет определить верхнюю оценку усилия, после приложения которого кольцо не способно сопротивляться внешним нагрузкам и деформируется как многозвенный шарнирный механизм. На рис. 3 показан шарнирный механизм, образованный при нагружении кольца п равномерно разнесенными по окружности предельными радиальными силами с образованием 2*n* пластических шарниров [2, 3]. Каждая дуга АВ поворачивается как жесткое звено с угловой скоростью ю вокруг своего полюса мгновенного вращения С. При этом пластические шарниры B со скоростью vдвижутся по радиусу от центра, а пластические шарниры A с той же скоростью — к центру.

Исходя из принятой расчетной схемы был определен минимальный натяг, при котором начинается образование пластических шарниров. Показано, что раскатываемому с минимально необходимым натягом сечению трубы с толщиной стенки h по сопротивлению изгибу трубы эквивалентно

нераскатываемое сечение со средней толщиной стенки

$$h' = h - 0.4h - (0.4...0.6)h/4 \approx$$

 $\approx (0.45...0.5)h.$

Следовательно, момент гибки трубы, раскатываемой с минимально необходимым натягом, снижается примерно в 2 раза.

В то же время представляет интерес напряженное состояние в трубе, раскатываемой п парами близко расположенных ДЭ, поскольку пластические шарниры образуются при тех же натягах, что и при раскатывании п равномерно разнесенными ДЭ (при одинаковых α) [2, 3], однако радиальные силы на ДЭ меньше и момент, потребный для изгиба трубы, снижается в большей степени. Дело в том, что на коротких участках поперечного сечения трубы между парами близко расположенных ДЭ, на которые опирается центральный угол в (рис. 4, a, e), момент почти постоянен и близок к моменту пластического шарнира, т. е. все короткие участки поперечного сечения трубы при достаточно малых подачах практически не оказывают сопротивления изгибу трубы.

Рассмотрим упругое напряженное состояние при раскатывании кольца двумя парами близко расположенных ДЭ (см. рис. 4, a). Поскольку при упругом напряженном состоянии применим принцип суперпозиции, восполь-

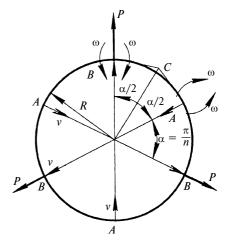


Рис. 3. Схема нагружения кольца равномерно разнесенными окружности радиальными силами

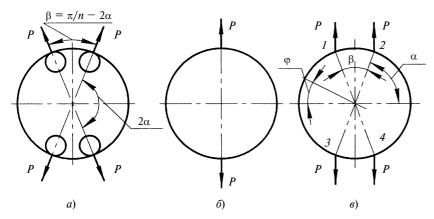


Рис. 4. Схема нагружения кольца

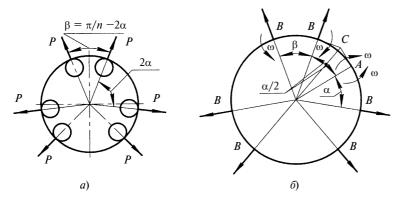


Рис. 5. Схема нагружения кольца n парами близко расположенных радиальных сил

зуемся общим решением задачи Головина [5, 6]. Известно, что при упругом напряженном состоянии кольца, нагруженного двумя противоположными радиальными силами (рис. 4, δ), выполняются соотношения

$$M(\varphi) = PR\left(\frac{1}{\pi} - \frac{1}{2}|\sin(\varphi)|\right); \quad (1)$$

$$\omega(\varphi) = \frac{PR^3}{EJ} \left(\frac{\pi - 2|\varphi|}{8}\cos\varphi + \frac{1}{4}|\sin\varphi| - \frac{1}{\pi}\right). \quad (2)$$

Пользуясь решениями (1) и (2) как функциями Грина для случая на рис. 4, θ можно автоматически записать:

$$\Sigma M = M(\varphi) + M(\varphi - \beta);$$

$$\Sigma \omega = \omega(\varphi) + \omega(\varphi - \beta).$$

Тогда на участках кольца 2—3 и 1—4 имеем:

$$\Sigma M = PR\left(\frac{1}{\pi} - \frac{1}{2}\sin\varphi\right) +$$

$$+ PR \left[\frac{1}{\pi} - \frac{1}{2} \sin(\varphi - \beta) \right] =$$

$$= PR \left[\frac{2}{\pi} - \sin(\varphi - \beta/2)\cos(\beta/2) \right],$$
а на участках кольца 1—2 и 3—4
$$\Sigma M = PR \left(\frac{1}{\pi} - \frac{1}{2} \sin(\varphi) + PR \left[\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \sin(\varphi - \beta) \right] =$$

$$= PR \left[\frac{2}{\pi} - \sin(\beta/2)\cos(\varphi + \beta/2) \right].$$

Значит, при достаточно малых углах β , на участках 1-2 и 3-4 момент, хотя и достигает максимума в точках приложения сил, весьма слабо убывает к середине участков. Следовательно, пластические шарниры должны возникать в точках приложения сил, но и на всей длине коротких участков моменты практически не отличаются от моментов, возникающих в точках приложения сил.

Действительно, если бы силы на ДЭ были параллельны (см.

рис. 4, θ), то согласно работе [4] на участках 1—2 и 3—4 моменты были бы постоянными:

$$M = M_0 - PR(1 - \cos\alpha),$$

где

$$M_0 = \frac{PR}{\pi} (\pi - 2\sin\alpha - \pi\cos\alpha - 2\alpha\cos\alpha),$$

а на участках 2—3 и 1—4 — переменными: $M = M_0 - PR(1 - \cos\varphi)$.

Оценим предельную несущую способность кольца, нагруженного п парами близко расположенных радиальных сил (рис. 5, a). В этом случае пластические шарниры возникают в точках В приложения сил и в точках A в середине более длинных дуг, на которые опираются центральные углы 2α . На рис. 5, δ показан шарнирмеханизм, образованный при нагружении кольца 2*n* силами с образованием 3*n* пластических шарниров, причем в 2n пластических шарнирах В относительная угловая скорость равна угловой скорости ω, с которой дуга АВ поворачивается вокруг полюса C, а в n пластических шарнирах А относительная угловая скорость удваивается.

Приравнивая работы внешних и внутренних усилий, получаем $2nPv=2nM\omega+nM(\omega+\omega)$, а поскольку $v=\omega R \operatorname{tg}(\alpha/2)$, окончательно получаем предельную радиальную силу $P=2M/[R\operatorname{tg}(\alpha/2)]$, которая в 2 раза меньше, чем при равномерно разнесенных по окружности радиальных силах при тех же значениях α .

Зато поперечная сила Q для кольца, нагруженного парами близко расположенных сил, равна не P/2, а $Q_B = P$.

Тогда $N_B = P$ сtg α и $T = P/\sin\alpha$, а следовательно, все дальнейшие выражения сохраняют силу для этого нового расчетного случая, когда $\alpha \neq \pi/n$.

Таким образом, при одинаковых а обе схемы нагружения (парными силами и равномерно разнесенными по окружности силами) при одинаковых натягах приводят к одинаковым напряженным состояниям на длинных

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658

Е. С. ХАНЫГИНА (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Проектирование логистических систем в управлении цепочками поставок

В статье, посвященной вопросам проектирования логистических систем, показано, каким образом руководство компаний может использовать данный инструмент в процессе принятия управленческих решений. Подробно описана базовая структура цепочки поставок, представлен перечень входящих данных, используемых при моделировании объектов логистической инфраструктуры и связывающих их логистических потоков, а также перечислены основные преимущества, которые получают компании от практической реализации данной концепции.

Ключевые слова: логистическая система, управление цепочками поставок, моделирование и оптимизация логистических систем.

The matters of the logistic systems designing are considered. It was shown, how a company managerial staff may use given approach in the process of management decision-making. The basic structure of flow delivering has been described in detail; list of input data, being used at modeling of the logistic infrastructure objects and connecting of their logistic flows, has been presented, and basic advantages, being obtained by the companies from practical realization of given concept have been specified.

Keywords: logistic system, flow delivery controlling, modeling and optimization of the logistic systems.

Проектирование логистических систем — новый виток в развитии управления цепочками поставок, связывающий воедино основные функциональные подсистемы логистики: логистику снабжения, про-

изводства, сбыта, транспорта, маркетинга — с целью нахождения глобального оптимума. С помощью этого метода на практике реализуется знаменитая концепция: "Мысли глобально, действуй

1111

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 67)

дугах ВАВ, однако радиальные силы на спаренных ДЭ существенно меньше. В разной степени уменьшается и момент, потребный для изгиба трубы. Действительно, на участках ВАВ напряженные состояния при обеих схемах нагружения идентичны, т. е. эффективная средняя толщина этих участков h' = 0.5h. Короткие же участки ВВ поперечного сечения при достаточно малой подаче практически не оказывают сопротивления, поскольку поперечный момент на этих участках почти не отличается от пластического момента $M_{\scriptscriptstyle {\rm T}}$ в

Поскольку $\beta + 2\alpha = \pi/n$, где n — число пар близко расположенных ДЭ, общая эффективная толщина $h'' = h' \frac{2\alpha}{2\alpha + \beta} \approx 0.5h \frac{2\alpha}{2\alpha + \beta}$.

Например, при $\beta = \alpha h'' \approx 0.33 h$, а потребный изгибающий момент уменьшается при минимально необходимом натяге в 3 раза.

Таким образом, с точки зрения уменьшения усилий гибки и повышения качества формы изогнутых участков трубы применение раскатника с n парами близко расположенных ДЭ предпочтительнее.

Экспериментальная проверка подтвердила полученные теоретические выводы. На основании результатов теоретического и экспериментального исследований разработано несколько типоразмеров станков для холодной гибки труб с раскатыванием, в целом охватывающих диапазон диаметров труб от 20 до 200 мм. Станки успешно внедрены в производство более чем на 30 предприятиях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Пат. 818707 СССР:** МКИ³ В 21 D 9/14: Способ гибки труб.
- 2. **Новая** технология холодной гибки труб / С. Г. Лакирев, Я. М. Хилькевич, А. В. Козлов и др. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 1997. № 6.
- 3. **Козлов А. В., Хилькевич Я. М.** Оценка натягов и усилий при гибке труб с раскатыванием // Вестник ЮУрГУ. 2004. № 5 (34). С. 125—132.
- 4. Джонсон У. С., Меллор П. Б. Теория пластичности для инженеров. М.: Машиностроение, 1979. 566 с.
- 5. **Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.** Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1993. 702 с.
- 6. **Ржаницын А. Р.** Строительная механика. М.: Высшая школа, 1982. 400 с.

локально". Построение цепочек поставок, устойчивых к сбоям и колебаниям рынков, в настоящее время является одним из ключевых факторов успеха компаний в конкурентной борьбе и залогом эффективного функционирования в долгосрочном будущем.

Как и в любой другой области менеджмента, решения в рамках управления цепочками поставок принимаются на стратегическом, тактическом и оперативном уровнях [1]. Особенность стратегических решений состоит в их длительном влиянии на функционирование бизнеса. Любая ошибка, допущенная на стратегическом уровне управления, снизит доходность компании в долгосрочном периоде. Именно поэтому стратегические решения — это особая зона ответственности руководства.

Процесс принятия стратегических решений должен основываться на тщательном анализе будущей ситуации с обязательной проработкой всех имеющихся альтернатив. Одним из инструментов проведения подобного анализа является моделирование логистических систем, позволяющее оценить прибыльность цепочки поставок компании на конец долгосрочного периода планирования при различных ее конфигурациях.

К ключевым вопросам проектирования логистических систем относятся [2, 3]; подбор оптимального числа, географического расположения, пропускной способности объектов логистической инфраструктуры (производственных предприятий, складов, дистрибьюторских центров); приобретение нового производственного оборудования, проектирование цехов, определение их пропускной способности; закрепление за каждым объектом логистической инфраструктуры реализуемых в нем процессов; проектирование распределительной сети с закреплением производства готовой продукции каждого вида за определенным производственным объектом и складов обслуживания за рынками сбыта; определение оптимальной схемы снабжения с закреплением поставщиков сырья, материалов и комплектующих изделий за каждым производственным объектом; проектирование транспортных сетей и коммуникаций.

Моделирование логистической системы начинается с проведения комплексного мониторинга структуры существующих логистических потоков компании с целью определения ключевых звеньев в цепочке поставок, выявления параметров, характеризующих объекты, процессы и потоки в цепочке поставок. На основе данных, полученных в ходе первичного мониторинга, разрабатывается концептуальная модель цепочки поставок, содержащая описание подхода к моделированию, перечень принятых допущений и ограничений. Третий шаг моделирования — постановка задачи линейного программирования, в которой определяется целевая функция оптимизации и система ограничений в виде равенств и неравенств. Задача решается в

математической постановке с использованием специального программного обеспечения, позволяющего обрабатывать огромные массивы данных. В данный момент на российском рынке представлен ряд подобных программных продуктов от ведущих мировых вендеров, включая SAP, Oracle, i2, позволяющих оптимизировать модели цепочек поставок, проводить сценарный анализ, анализ чувствительности модели к тем или иным факторам, оказывающим влияние на поведение цепочки поставок.

Для построения модели логистической системы необходимы следующие исходные данные:

- 1) по объектам логистической инфраструктуры географическое расположение (широта/долгота); минимальная/максимальная пропускная способность; постоянные и переменные затраты, стоимости ввода в эксплуатацию и закрытия объекта;
- 2) по продуктам материальных потерь потоков минимальная/максимальная пропускная способность; постоянные и переменные затраты; затраты, связанные с началом производства нового продукта и снятием продукта с производства;
- 3) по процессам минимальная/максимальная пропускная способность; постоянные и переменные затраты; затраты, связанные с запуском нового процесса и с закрытием процесса; компоненты процессов: объекты материального потока, поступающего на вход в процесс, с указанием их доли; объекты материального потока, образующиеся на выходе из процесса, с указанием их доли;
- 4) по транспорту виды транспорта; транспортные тарифы; пропускная способность отдельных транспортных участков; размер транспортной партии (паллета, контейнер, короб); срок доставки и его ограничения;
- 5) по спросу значения и ценовой диапазон по регионам спроса; требования к обслуживанию по регионам спроса (под регионом спроса понимается агрегированная группа потребителей, расположенных в одном географическом кластере, закупающих аналогичную продукцию на одних и тех же базисных условиях поставки.

В качестве целевой функции оптимизации обычно используется максимизация чистого дисконтированного денежного дохода компании, который рассчитывается как разность притоков и оттоков денежных средств на каждом шаге моделирования:

$$NPV = \sum_{i} \left(\frac{CF_i}{(1+d)^i} \right) - \sum_{i} \left(\frac{DF_i}{(1+d)^i} \right) \rightarrow \max,$$

где NPV — чистый дисконтированный денежный доход; i — номер шага моделирования; d — ставка дисконтирования; CF_i — сумма притоков на i-м шаге; DF_i — сумма оттоков на i-м шаге.

Оптимизация именно чистого дисконтированного денежного дохода, а например, не чистой

прибыли компании позволяет учитывать обесценение денежных средств на конец долгосрочного периода планирования, что является важным фактором при принятии стратегических решений. Ставка дисконтирования рассчитывается вне модели и является исходным параметром.

Если спрос в модели задается жестко, т. е. для всех регионов спроса известны объем и цена реализации продукции на каждом шаге моделирования, то целевая функция максимизации чистого дисконтированного денежного дохода компании трансформируется в целевую функцию минимизации оттоков денежных средств: $\sum_i (DF_i/(1+d)^i) \to \min$. Приток денежных средств является константой: $\sum_i (CF_i/(1+d)^i) = \text{const.}$

В рамках оптимизации разрабатывается конфигурация логистической системы, позволяющая минимизировать суммарные затраты при заданном потребителями уровне сервисного обслуживания.

В случае, когда спрос в модели задается верхней и нижней границами, максимизируется чистый приток денежных средств на каждом шаге моделирования. В процессе оптимизации рассчитывается объем реализации продукции для каждого региона спроса и аналогично первому случаю находится баланс между уровнем сервиса и суммарными затратами на его достижение путем определения оптимального соотношения конфликтующих затрат в логистической системе с целью увеличения прибыльности цепочки поставок в течение долгосрочного планирования.

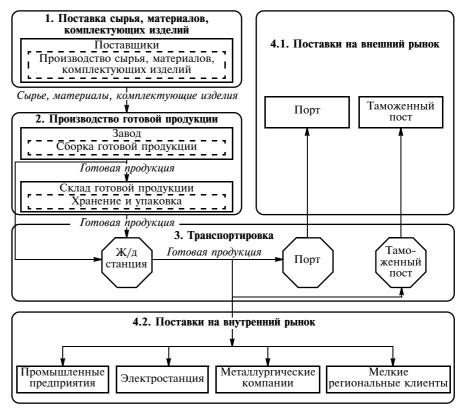
Уровень сервиса — это сложный логистический показатель, который включает в себя быстроту и качество выполнения заказа, послепродажное обслуживание и т. п. Каждая компания по-своему рассчитывает и устанавливает его целевой уровень. Как правило, в задачах по проектированию логистических цепей в качестве уровня сервиса принимают время, необходимое для доставки заказа в регион спроса. Чем больше объектов включает в себя распределительная сеть, тем выше уровень сервиса, так как расстояние до потребительских рынков сокращается. С другой стороны, происходит увеличение суммарных логистических затрат, которое может нивелировать для потребителя эффект повышения уровня сервиса вследствие роста цен на закупаемую продукцию. В рамках сценарного анализа можно определить, при каком

уровне сервиса логистическая система будет функционировать с минимальными издержками.

Логистическая система компании состоит из объектов логистической инфраструктуры и связывающих их логистических потоков [4]. К основным объектам логистической инфраструктуры относятся: поставщики сырья, материалов, комплектующих изделий; производственные центры, склады, дистрибьюторские центры; перевалочные пункты (порты, терминалы, железнодорожные станции, контейнерные дворы). Помимо основных объектов в модель могут быть включены условные объекты, на которых моделируются фиктивные процессы преобразования входящих материальных потоков. В качестве примера рассмотрим ситуацию на российском энергетическом рынке, когда электростанции заключают контракты на покупку угля в тоннах условного топлива фиксированной калорийности. В таком случае на условных объектах, совпадающих с регионами спроса, вводятся фиктивные процессы преобразования входящих материальных потоков угля определенных сортомарок путем пересчета их объема по калорийности в тонны условного топлива.

Типичная структура цепочки поставок производственного предприятия, реализующего продукцию как на внутреннем, так и на экспортном рынке, представлена на рисунке.

Объекты логистической инфраструктуры характеризуются рядом параметров, которые в модели задаются конкретными или пороговыми значения-



ми. Как правило, накладываются ограничения на объемы входящих материальных потоков, обусловленные производственно-технологическими особенностями объектов, площадями их хранения, условиями заключенных контрактов и т. п. При оптимизации это позволяет учитывать максимальные пропускные способности портовых терминалов, железнодорожных станций, сладов, распределительных центров.

Кроме того, ограничения накладываются на процессы, реализуемые на объектах логистической инфраструктуры. В модели учитываются максимальные объемы добычи исходного сырья, сортировки, выпуска готовой продукции. Для того чтобы объект достигал точки рентабельности при производстве какого-либо продукта, имеет смысл накладывать ограничения на минимальные объемы выпуска. В таком случае при оптимизации модели нерентабельные производственные объекты будут закрыты.

Так как модель цепочки поставок строится для заданного периода планирования, который в свою очередь складывается из целого числа шагов моделирования, объемы входящих потоков можно как ограничивать на всем периоде планирования, так и варьировать на каждом шаге моделирования. Это условие справедливо для всех параметров, характеризующих объекты логистической инфраструктуры. Таким образом, в процессе моделирования разработчик получает возможность использовать весь спектр ограничений для построения модели, максимально приближенной к реальным условиям.

Стоимостная группа параметров, характеризующих объекты логистической инфраструктуры и реализуемые на них процессы, включает в себя постоянные и переменные издержки, которые вносятся в модель одной суммой без калькуляции постатьям. К постоянным издержкам относятся издержки на содержание и эксплуатацию объектов логистической инфраструктуры. Если объект не закрывается на каком-либо шаге моделирования, постоянные издержки при оптимизации автоматически вычитаются из выручки.

Среди постоянных издержек отдельно выделяют издержки, связанные с вводом в эксплуатацию новых объектов логистической инфраструктуры или с закрытием нерентабельных объектов. Данная категория издержек вносится в модель, если при оптимизации стоит цель модифицировать исходную структуру цепочки поставок. В качестве примера можно рассмотреть ситуацию, когда руководству компании необходимо принять решение, где и когда следует открывать новый региональный распределительный центр. Важно отметить, что выбор осуществляется из числа заранее определенных альтернатив, т. е. еще до моделирования необходимо составить перечень вариантов территориального расположения нового объекта и оцепить основные

категории затрат по каждому варианту, включая инвестиционные затраты на строительство и ввод в эксплуатацию. По результатам оптимизации новый объект не будет открыт, если период его окупаемости превышает заданный период планирования.

Переменные издержки накладываются на процессы, и их суммарная величина прямо пропорциональна объему выходящего материального потока. Все виды издержек должны быть проиндексированы за рамками модели в соответствии с формирующими их статьями калькуляции и варьируемыми темпами инфляции на всем периоде планирования.

Логистические потоки связывают объекты логистической инфраструктуры, образуя цепочку поставок компании. Первый тип моделируемых потоков — материальный поток. Движение материального потока начинается на объектах снабжения в ходе процессов получения сырья, материалов, комплектующих изделий, которые, попадая на производственные объекты, используются для изготовления продукции. Готовая продукция поступает на объекты сбыта, к которым относятся склады и распределительные центры, откуда осуществляется ее отгрузка конечным потребителям. Указанные процессы преобразуют входящие материальные потоки в соответствии с заданными долями входа и выхода.

Ко второму виду моделируемых логистических потоков относится транспортный поток, который соединяет объекты логистической инфраструктуры транспортными маршрутами, образуя в модели единую транспортную сеть. В процессе оптимизации для каждого маршрута определяется объем проходящего по нему материального потока. Для того чтобы маршрут считался заданным, необходимо указать, какие объекты логистической инфраструктуры он соединяет, направление движения материального потока, виды материального и транспортного потоков, тарифную ставку, расстояние, время на доставку. Расстояние может быть определено автоматически в процессе оптимизации как расстояние между двумя точками по заданным географическим координатам. По времени на доставку рассчитываются затраты на содержание транзитных запасов и проверяется условие удовлетворения заданному уровню сервисного обслуживания. При необходимости на маршрут накладывают ограничения на объем проходящего по нему материального потока, связанные с фактической пропускной способностью транспортных путей.

Издержки на транспортировку в модели делятся на постоянные и переменные. В первую группу попадают фиксированные издержки, которые несет компания на осуществление транспортировки продукции вне зависимости от объема перемещаемого материального потока. Постоянные издержки могут накладываться или на всю транспортную сеть, или на отдельный маршрут. Во втором случае величина постоянных издержек будет вычитаться из выручки, ес-

ли хотя бы одна единица материального потока проходит по данному маршруту. К переменным издержкам относятся тарифные ставки на доставку продукции. Суммарные переменные издержки будут прямо пропорциональны объему перемещаемого материального потока, поэтому в отличие от постоянных издержек, которые в модели являются константой, переменные издержки напрямую влияют на распределение материальных потоков при оптимизации.

Третий вид логистических потоков — финансовый поток, который формируется в регионах спроса в виде притока денежных средств, а на объектах логистической инфраструктуры и в транспортной сети как отток денежных средств. В соответствии с сутью понятия "регион спроса", если экспортная продукция реализуется по базисным условиям поставки FOB Санкт-Петербург, то порт Санкт-Петербург и есть конечный регион спроса; если по базисным условиям поставки СІF Роттердам, то регионом спроса является порт Роттердам, и в модели дополнительно будет рассчитываться фрахт на доставку продукции из порта Санкт-Петербург в порт Роттердам.

Таким образом, на каждом шаге моделирования можно посмотреть распределение логистических потоков компании, рассчитать загрузку производственных и дистрибуционных мощностей и эффективность их использования по заданным ключевым показателям эффективности, оценить финансовый результат деятельности компании, выручку от реализации продукции, величину затрат по основным статьям, включая затраты: на закупку сырья, материалов, комплектующих изделий, готовой продук-

ции, затраты на производство готовой продукции, хранение и содержание запасов, содержание и эксплуатацию объектов логистической инфраструктуры, а также транспортные затраты, в которые входят затраты на содержание транзитных запасов.

Полученные результаты можно использовать при составлении среднесрочных и долгосрочных бюджетов, в процессе принятия решений по реализации инвестиционных проектов, при реинжиниринге бизнес-процессов, при выборе наиболее приоритетных инициатив по стратегическому развитию цепочки поставок.

Внедрение подобных систем стратегического моделирования на основе самых современных информационных систем позволяет любой компании заложить прочный фундамент процесса стратегического планирования, что, в свою очередь, является необходимым условием стабильной и успешной работы на долгие годы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Ghiani G., Laporte G., Musmanno R.** Introduction to Logistics Systems Planning and Control. England: John Wiley and Sons, Inc. 2004. 352 p.
- 2. **Waters P.** Logistics An Introduction to Supply Chain Management. New York: PALRAVE MACMILLAN, 2003. 354 p.
- 3. **Hugos M.** Essentials in Supply Chain management. New Jersey: John Wiley and Sons, Inc., 2003. 254 p.
- 4. **Heinrich C.** Adapt or Die Transforming your supply chain into an adaptive business network. New Jersey: John Wiley and Sons, Inc., 2003. 254 p.

УДК 62-503.56:658.511

И. Н. ОМЕЛЬЧЕНКО, д-р техн. и экон. наук, В. А. ТРЕТЬЯКОВА (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Оптимизация бизнес-процесса

Рассмотрены подходы к оценке бизнес-процессов и их оптимизации, предложены инструменты выбора процесса оптимизации, сформулированы критерии оптимизации, приведены различные методы и инструменты совершенствования бизнес-процессов.

Ключевые слова: бизнес-процесс, оптимизация, инструменты оптимизации, критерии, методы.

The approaches to estimation and optimization of the business-processes are considered. The methods and means of optimization process choice have been proposed, Optimization criteria have been formulated, the different methods and instruments for the business-processes improvement have been presented.

Keywords: business-process, optimization, optimization instruments, criteria, methods.

Известны реализованные проекты по внедрению моделей бизнес-процессов и построенных на их основе информационных систем. Действитель-

но, если перевести библиотекаря с ручного заполнения формуляров на RFID-технологии, то эффективность увеличится на порядок. И таких примеров можно привести множество. Однако анализ публикаций и интернет-информации показал, что на сегодняшний день нет показательных примеров успешной оптимизации бизнес-процессов [1—3].

При оптимизации бизнес-процесса необходимо не только подробное описание работы предприятия, но и решение вопросов, касающихся управления, анализа основных средств, технологий, кадровых вопросов и т. д. Поэтому предлагаемые изменения напрямую могут затрагивать интересы руководства, которое и принимает решение о начале оптимизации. С другой стороны, принудительная оптимизация может разрушить устоявшиеся бизнес-модели, внутренние связи и ухудшить ситуацию.

Основные задачи оптимизации — детальное изучение существующих бизнес-процессов и вне-

дрение нововведений с минимальными затратами и потерями для бизнеса. Идеальный случай, когда необходимость в изменениях принимается на всех уровнях управления данным предприятием.

Важным этапом оптимизации является правильная оценка ее эффективности. При этом следует вовремя принимать при необходимости корректирующие меры. Нередко эффективность от проведенной оптимизации показывают незначимыми показателями, а основные показатели относят в разряд второстепенных, что недопустимо, так как в дальнейшем это приводит к усилению бюрократизации, отвлекая сотрудников от основного вида деятельности ненужными организационными мероприятиями.

Из вышеперечисленного следует, что цель оптимизации — проведение минимальных изменений с наименьшими затратами, что должно привести к существенному росту основных производственных и экономических показателей. Поэтому проводить оптимизацию следует только при высокой вероятности успеха.

Анализ существующих бизнес-процессов

Бизнес-процесс — цепь логически связанных повторяющихся действий, в результате которых используются ресурсы предприятия для переработки объекта, направленной на достижение определенных результатов для удовлетворения внутренних или внешних потребителей.

Оптимизация бизнес-процессов — совершенствование существующих бизнес-процессов путем устранения их недостатков (неопределенные конечные и промежуточные результаты, завышенные сроки выполнения процесса, отсутствие ответственного лица, выполнение необоснованных работ и т. д.), оформленное соответствующими организационно-распорядительными и нормативными документами. Оптимизация направлена на значительное сокращение продолжительности операционных циклов, улучшение основных производственных показателей, улучшение управляемости и прозрачности бизнеса, повышение рыночной стоимости компании.

Оптимизация начинается с анализа деятельности предприятия. Анализ фактического состояния предприятия (так называемый анализ "как есть") начинается с "инвентаризации" бизнес-процессов [4]. Для этого необходимо собрать всю информацию о функциональных обязанностях сотрудников, участвующих в процессе, порядке их выполнения, изучить производственную документацию (технологические карты, должностные инструкции, положения о подразделениях и т. д.).

Создание модели фактического состояния предприятия позволяет документально зафиксировать интеллектуальную собственность предприятия.

Для того чтобы контролировать ход работ еще до проведения оптимизации бизнес-процесса, необхо-

димо выделить наиболее важные показателе производственного процесса (ключевые моменты) и оценить их количественно или качественно. Например, для такого процесса, как "заключение договоров с клиентами", ключевыми моментами могут быть: число договоров, число отказов от заключения договора, время, затраченное на подписание нового договора. В дальнейшем по изменению этих показателей можно будет судить об эффективности оптимизации. К сожалению, большая часть показателей процесса не формализуема (например качество управления персоналом), поэтому для их определения, как правило, используют метод экспертных оценок.

Критериями оценки бизнес-процессов, позволяющими определять возможные области оптимизации, являются: время цикла выполнения процесса (обработка, отладка, различные задержки, транспортировка); стоимость процесса; организационное наполнение (число задействованных сотрудников); системное наполнение (число информационных систем, участвующих в процессе); динамика среды (число переходов с компьютеризованной обработки на ручную и обратно); избыточность данных; наличие узких мест при выполнении отдельных операций.

Неправильный выбор критериев оптимальности процесса может привести к необходимости начать все с начала. Если проблемы очевидны, определить объект оптимизации не сложно, но бывают ситуации, когда определить эффективность процесса нельзя. В этом случае, скорее всего, процесс может и не подлежать оптимизации.

При создании модели бизнес-процессов необходимо обращать внимание на следующее.

Во-первых, следует использовать различные способы сбора информации: опросы (интервью, анкетирование), наблюдение, изучение документов и т. п.

Во-вторых, важен способ изучения бизнес-процесса. Сбор данных будет гораздо легче осуществить, если рассматривать бизнес-процесс с конца. Например, сначала изучить требования потребителя, затем разработать концепцию продукта и только после этого перейти к доработке самого продукта.



Рис. 1. Карта взаимосвязей

Прежде чем приступить к анализу существующего процесса, необходимо представить общую картину, т. е. определить участников данного процесса и их взаимосвязи между собой и с окружающей средой. Это особенно важно для сложных процессов, в которых задействовано наибольшее число сотрудников, например для участка получения заказа и доставки товара потребителю. Для этого составляют карту взаимосвязей (рис. 1). Таким образом, достоинством моделей бизнес-процессов является выявление слабых мест и возможностей их совершенствования.

Выбор процессов оптимизации

При выборе направления совершенствования бизнес-процесса, т. е. на какую его составляющую следует обратить особое внимание, нужен детальный анализ, основанный на ясном понимании механизмов реализации данного процесса в настоящее время. Для этого используются следующие инструменты [3]:

блок-схема процесса, которая позволяет получить наибольшую информацию;

критический инцидент, для получения которого опрашивается некоторое число сотрудников различных отделов на предмет возникновения инцидентов за конкретный период времени и выявляется критический;

контрольный лист — бланк, в котором фиксируются все возникающие проблемы;

диаграмма Парето — графическое представление степени важности фактов для определения немногочисленных существенных причин по правилу 80/20, означающему, что 80 % всех возможных проявлений проблем обусловлены 20 % всех возможных причин, которые располагаются слева направо в соответствии с убыванием степени важности (рис. 2).

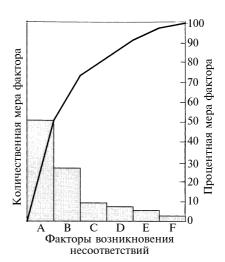


Рис. 2. Пример диаграммы Парето

Для оценки значимости бизнес-процессов используют принцип, согласно которому первым шагом является определение *критических факторов* успеха предприятия. При разработке стратегии предприятия формулируется ее миссия и выполняется декомпозиция на стратегические цели, из которых выбираются восемь наиболее важных — так называемые критические факторы успеха (КФУ): стратегические задачи, возможности, мероприятия, которые обеспечивают конкурентоспособность предприятия на рынке, т. е. факторы, определяющие прибыль предприятия, а следовательно, его успех.

Предлагаемые для этого решения определяются поставленными целями.

Определив восемь основных факторов успеха, составляют таблицу с учетом всех бизнес-процессов предприятия, по которой можно определить связь между процессами и КФУ, отвечая на вопрос: "Какие процессы особенно важны для достижения данного КФУ?" (таблица). Процессы, отвечающие данному КФУ, отмечают знаком "+". И так по всем

Бизнес-процесс	КФУ1	КФУ2	КФУ3	КФУ4	КФУ5	КФУ6	КФУ7	КФУ8	Число КФУ	Степень качества ¹
П1 П2	+	+	+	+	++	+	++	++	4	E B
П3	+	+	+	+	+	'	+	+	7	
П4	+	·	+	·	+		+	+	5	D E C C B
П5		+		+		+		+	4	\bar{c}
П6	+			+		+		+	4	C
П7	+	+		+	+			+	5	В
П8		+	+				+	+	4	
П9	+	+	+	+	+		+	+	7	В
П10	+					+	+		3	A
П11		+	+	+		+		+	3	D
П12 П13		+ +		+	+	+	+		3 1	D D
П13 П14		+		'	+		+	+	4	B
П15		+	+		+		+	· ·	5	B
П16				+		+	+	+	4	Ď
П17		+		+		+		+	4	В
П18			+		+		+	+	5	E
П19		+		+	+		+	+	5	E E B
П20		+				+		+	3	В
1 A — отличная; В — хорошая; С — удовлетворительная; D — плохая; Е — очень плохая.										

II A II		Степе	нь кач	ества			
КФУ	Α	В	С	D	E		
1							
2							
3	1110	П12 П20		П11			
4		Π17	П5 П6 П8	П13 П14 П16	П1		
5		П7 П15			П4 П18 П19		
6							
7		П2 П9		П3	·		
8							
	— высокая значимость;— средняя; ///// — низкая						

Рис. 3. Матрица приоритетов

КФУ. По каждому процессу подсчитывают число КФУ, на которые он влияет. Может обнаружиться, что есть процессы, не влияющие ни на один КФУ. В таких случаях рассматривается вопрос об их ликвидации.

Число КФУ, на которые влияет данный процесс, приблизительно оценивает его значимость. Процессы, влияющие на большое число КФУ, будут, скорее всего, более критичными для предприятия, чем те, которые оказывают влияние на один или два фактора. Таблица — эффективное средство определения значимости процессов, которое можно использовать при выборе процессов для оптимизации.

Далее оценивается каждый процесс по степени качества работы: A — отличная; B — хорошая; C — удовлетворительная; D — плохая; E — очень плохая.

Для выбора процессов оптимизации будем использовать четыре критерия: стратегическая важность процесса; жизнеспособность процесса; ожидания клиентов; возможности. Можно использовать одновременно несколько критериев. Построив матрицу, как показано на рис. 3, где Πi — процессы, получаем возможность сочетать значимость процесса и его состояние. Вписав каждый процесс в матрицу с учетом КФУ и степени качества, видим, что все процессы разбились по значимости на три группы.

Для выявления четкой границы между зонами значимости определяют несколько процессов для оптимизации, которые имеют стратегическую важность с учетом их текущего состояния.

Критерии оптимизации

Определив приоритетные бизнес-процессы, приступим к их детальному описанию, анализу и

оптимизации. Для этого необходимо сформулировать основные цели и критерии их оптимизации для повышения эффективности проекта.

Нередко при оптимизации бизнес-процессов допускают ошибку, начиная проект с бесцельного описания бизнес-процессов в надежде, что после разработки детальных схем обнаружатся проблемы и сами собой определятся пути их решения и, таким образом, обозначатся цели и критерии оптимизации, что мало эффективно. Описание бизнес-процессов может не дать требуемых результатов, при этом будет затрачено много времени и сил, что станет причиной отказа от проведения подобных работ. Кроме того, не сформулировав изначально цели и критерии оптимизации процесса, нельзя найти правильный подход, методологию описания, инструменты анализа и улучшения, построить модель бизнес-процесса. Цели и критерии оптимизации бизнес-процессов должны базироваться на основных показателях процессов, определяющих эффективность и конкурентоспособность предприятия.

Необходимо количественно оценивать процессы, рассматривая различные варианты оптимизации, т. е. скорость процесса, ресурсы, необходимые для его осуществления, и т. д. Количественная оценка позволит повысить конкурентоспособность продукции. Для этого используют систему сбалансированных показателей, которая основывается на формировании дерева целей предприятия в терминах бизнес-целей, на КФУ, ключевых показателях деятельности предприятия и мероприятий. Дерево целей обеспечивает корректировку уровней управления предприятием (стратегический, тактический, оценочный и оперативный) на основе ключевых показателей (рис. 4). Желательно, чтобы каждая стратегическая цель описывалась только одним показателем. В противном случае для упрощения разрабатываемой системы процессов рекомендуется рассматривать не более трех показателей. Решающие факторы при выборе показателей [5]:

вид формализации: математическая формула; описание (комментарий);

наличие количественной оценки в настоящее время;

наличие актуальных данных;

ответственный (лицо, должность) за расчет; источники данных;

частота определения показателя;

использование его в отчетности;

использование его в плановых показателях;

возможность бенчмаркинга (сравнения).

В случае разработки нового показателя следует определить: соотношение затрат, связанных с его внедрением, и экономический эффект. При этом необходимо разработать план внедрения, назначить ответственного, определить средства и время, необходимые для его внедрения. Кроме того, имеет значение следующее: может ли ответственное лицо оказывать влияние на значение показателя; в тече-

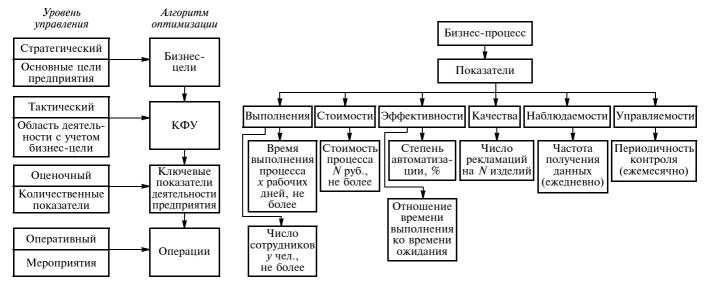


Рис. 4. Модель взаимосвязей ключевых показателей деятельности предприятия с алгоритмом оптимизации

Рис. 5. Показатели, характеризующие эффективность бизнес-процесса

ние какого времени; коррелируют ли полученные данные с уже имеющимися.

При оценке эффективности бизнес-процесса рассматривают две группы показателей: типовые и специальные. Первые используются при работе с любыми процессами, но целесообразность их применения определяется спецификой рассматриваемого бизнес-процесса и возможностью получения необходимой информации. Специальные показатели определяются исключительно для конкретного процесса [6].

Показатели, характеризующие бизнес-процесс (рис. 5), можно разделить на следующие группы: выполнения, стоимости, эффективности, качества, наблюдаемости, управляемости.

Инструменты оптимизации бизнес-процессов

Цель оптимизации бизнес-процессов — улучшение деятельности предприятия или его отдельных направлений. Рассмотрим некоторые причины необходимости совершенствования бизнес-процессов.

Показатели большинства бизнес-процессов со временем, если их не поддерживать, снижаются, поэтому необходимо выполнять некоторый объем работ по поддержанию производства. При этом если решается задача по совершенствованию и обновлению производства, то это требует дополнительных средств и усилий. Если же предприятие не проводит работы по совершенствованию своей продукции, то его вытеснят с рынка конкуренты или новое предприятие, захватив этот сегмент рынка.

Следует помнить, что требования потребителей постоянно растут. Это вызвано постоянным ростом качества продукции, что в свою очередь предопределяет ожидания потребителей по дальнейшему ее

совершенствованию. Не всегда можно предвосхитить эти ожидания, но следует, по крайней мере, им соответствовать, в противном случае есть риск потери клиента.

Таким образом, то, что было удовлетворительным некоторое время назад, сегодня не годится, и нет необходимости в обсуждении целесообразности совершенствования продукции. Вопрос в другом — насколько и как быстро следует совершенствовать продукцию.

Сразу получить ответ на поставленный вопрос трудно. Задача заключается в том, чтобы чередовать плавное улучшение продукции со скачкообразным повышением качества, осуществляя так называемый прорыв. К тому же, как показала практика, предприятие, непрерывно совершенствующее свою продукцию, создает предпосылки для прорыва. Если не работать над совершенствованием постоянно, то осуществить прорыв значительно труднее. Кроме того, степень улучшения и время, затрачиваемое на него, определяют метод совершенствования.

Существует множество методов совершенствования бизнес-процессов, которые реализуются с помощью всевозможных инструментов, различающихся [3]: по влиянию на результат; по времени и затратам при их использовании; по поставленной цели; по побудительной причине совершенствования. Данная градация условна. Рассмотрим подробнее некоторые инструменты совершенствования.

Формализованные универсально-принципиальные методы основаны на обобщении успешного опыта и формализованных принципов построения эффективных бизнес-процессов. Данные методы универсальны, подходят для оптимизации любых бизнеспроцессов и практически не зависят от их специфики [7].

Методы групповой работы объединены технологией командной работы: мозговой штурм, групповое решение задачи и т. д., которые позволяют разработать креативные технологии, найти нестандартные решения.

Быстрый анализ решения основывается на концентрации внимания на конкретном процессе в ходе одно-, двухдневного совещания для определения способов его улучшения в течение последующих 90 дней и направлен на прорыв.

Упрощение. Основная задача данного метода — исключить потери и уменьшить расходы (элементы) бизнес-процесса, не снижая показателей производства.

Идеализация. Для этого метода используют модель идеального процесса, абстрагируясь от реальности и исключив нежелательные элементы процесса.

Структурирование функции качества (СФК), т. е. структурирование потребностей потребителя, его ожиданий и требований, которые переводят на язык технического задания на разработку продукции и соответствующей технологии. Особенность СФК заключается в том, что в этом случае можно идентифицировать взаимосвязи между требованиями и средствами их удовлетворения и проанализировать эти взаимосвязи.

Анализ рабочих ячеек основывается на четком определении технических требований независимо от вида продукта (изделие или услуга) и потребителя (внешний и/или внутренний). Нередко предприятие выпускает продукцию, не зная, чего на самом деле хочет потребитель. В результате потребитель сам доводит продукт с учетом своих требований, затрачивая дополнительные средства и время. В результате возникает много разочарований и беспокойств. Для исправления этой ситуации можно создать рабочие ячейки, т. е. группы, решающие ряд постоянных задач с четко выраженными входами и выходами. Ячейка может состоять из одного работника, но чаще это отдел или его часть. Лучше, если рабочая ячейка создается в результате свободного выбора самих сотрудников.

Статистическое управление процессом основано на статистических методах и построении контрольных карт. Большинство процессов можно достаточно точно описать, используя среднеарифметические значения и стандартные отклонения.

Реинжиниринг бизнес-процесса — фундаментальное переосмысление и радикальная модификация процесса для улучшения основных показателей производства — сроков, качества, затрат и т. д. Реинжиниринг предусматривает замену старых методов управления более совершенными методами, что позволяет резко улучшить основные показатели производства.

Бенчмаркинг (сравнение) основан на изучении деятельности успешных компаний (как правило, это основные конкуренты) и копировании отдельных элементов бизнес-процессов.

Мониторинг эффективности

После внедрения процесса следует провести его мониторинг, чтобы убедиться в его правильном функционировании. Сначала можно провести пробный пуск, при котором будут работать одновременно и новая, и старая системы (частично). Вопросы, касающиеся пробного пуска, следует рассматривать при проектировании. При пробном пуске возникает необходимость в дополнительных ресурсах — трудовых и инструментальных.

По истечении некоторого времени необходимо по разработанным ранее критериям проконтролировать получение ожидаемого эффекта от оптимизации. В случае необходимости процесс регулируют. Кроме того, экономический эффект сравнивают с расходами на оптимизацию.

Полученные результаты сопоставляют с целями проекта улучшения и проводят финальный анализ завершенного проекта по улучшению бизнес—процессов с тем, чтобы в других проектах использовать положительные моменты и учесть ошибки. Результаты анализа следует задокументировать.

Работа по оптимизации бизнес-процессов предприятия проводится на протяжении всего его жизненного цикла с учетом изменений как внешней, так и внутренней среды. Корректировка должна осуществляться в соответствии с новыми реалиями и с той же скоростью.

Процесс оптимизации может принять стихийный характер и стать совершенно неуправляемым. В такой ситуации может возникнуть желание вернуть все в исходное состояние, что приведет к еще большему ухудшению. Поэтому следует помнить, что начав оптимизацию, вернуться в исходную точку нельзя, а эффект от проводимой оптимизации зависит от правильности и своевременности принимаемых решений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. Харрингтон Дж., Эсселинг К. С., Нимвеген Харм Ван. Оптимизация бизнес-процессов. СПб: Азбука, БМикро, 2002. 341 с.
- 2. **Тельнов Ю. Ф.** Реинжиниринг бизнес-процессов. Компонентная методология. М.: Финансы и статистика, 2004. 319 с.
- 3. **Андерсен Б.** Бизнес-процессы. Инструменты совершенствования. М.: РИА "Стандарты и качество", 2003. 300 с.
- 4. **Шеер А. В.** Бизнес-процессы. Основные понятия, теория, методы. М.: Весть-Метатехнология, 1999. 282 с.
- 5. **Horvath & Partners.** Внедрение сбалансированной системы показателей. М.: ООО "Альпина Бизнес Букс", 2005. 478 с.
- 6. **Ильин В. В.** Моделирование бизнес-процессов. Практический опыт разработчика. М.: Вильямс, 2006. 176 с.
- 7. **Ковалев С. М., Ковалев В. М.** Секреты успешных предприятий: бизнес-процессы и организационная структура. М.: Бизнес-инжиниринговые технологии, 2005. 500 с.

Ю. В. ХОЛОДНИКОВ, канд. техн. наук (ООО СКБ "Мысль", г. Екатеринбург)

Перспективы развития в России производства композиционных материалов и изделий из них

Рассмотрены перспективы и пути развития производства и внедрения изделий из композиционных материалов в России. Указан ряд первоочередных задач для реализации постановлений Правительства РФ по этому вопросу.

Ключевые слова: композиционные материалы, производство, изготовление изделий, направления развития.

Russian future prospect and lines of production development of goods from composite materials have been considered. A number of primary tasks for realization of the Russian government regulation regarding that problem have been indicated.

Keywords: composite materials, production, production of goods, lines of development.

В Основы политики РФ в области развития науки и технологий на период до 2010 года и дальнейшую перспективу, утвержденных Президентом Российской Федерации — В. В. Путиным, 30 марта 2002 г., а также в Перечень критических технологий РФ, утвержденных им же 21 мая 2006 г., включены "технологии создания и обработки композиционных и керамических материалов". Распоряже-Правительства Российской Федерации № 1243-р от 25 августа 2008 г., в Перечне технологий, имеющих важное социально-экономическое или важное значение для обороны страны и безопасности государства, в очередной раз подчеркнута приоритетная роль технологий создания композиционных материалов (композитов). На выездном заседании Госсовета в ноябре 2008 г. (г. Ижевск) Президент РФ Д. А. Медведев вновь подтвердил первоочередность приоритетного развития производственного сектора экономики, ориентированного на выпуск высокотехнологичной продукции мирового уровня, что невозможно осуществить без широкого внедрения изделий из композитов во всех отраслях производственно-хозяйственной деятельности. Интересы государства в развитии данной научно-технической отрасли производства четко определены и неоднократно подчеркивались руководством страны. Какого же дальнейшего хода событий можно ожидать?

В феврале 2008 г. прошла первая всероссийская выставка по композитам "Композит-ЭКСПО" (Москва), в мае — первая международная конференции "Рынок композиционных материалов" (Алушта, Украина). Казалось бы "лед тронулся". Однако опыт участия в этих мероприятиях плюс анализ доступной информации о состоянии рынка композитов в России и, конечно же, собственный

опыт работы дают серьезный повод говорить о системном кризисе в индустрии, прежде всего, стеклопластикового производства изделий бытового и производственно-технического назначений.

ООО СКБ "Мысль" применяет композиты с 2001 г. (поэтому у автора есть возможность сравнить то, что было с сегодняшней ситуацией). Конечно, есть положительные сдвиги, которые касаются главным образом поставщиков материалов и сырья, необходимых для производства изделий из композитов. В настоящий момент в России представлены практически все ведущие мировые компании - производители стекла, смолы и компонентов отверждения, а также оборудования, инструмента и оснастки. В последнее время активно ведут себя азиатские и в первую очередь китайские фирмы, предлагая ассортимент продукции, не уступающий ассортименту признанных ведущих фирм мировой индустрии композитов. Короче говоря, выбор материалов есть! А что с производством? Кое-что изменилось. Возросло число предприятий — производителей изделий из композиционных материалов, расширилась номенклатура производимой продукции, закупается импортное оборудование и появились два-три производства, не уступающие зарубежным. Но для России это капля в море. Кроме того, эти факты не стали устойчивой тенденцией, а рост производства не отвечает ни внутренним потребностям, ни мировому уровню развития этого сегмента рынка. К сожалению, здесь мы безнадежно отстали. Я не говорю об отдельных разработках отечественных НИИ или творческих коллективов. Речь идет об уровне развития и конкурентоспособности отрасли в целом.

Поскольку возможности композитов безграничны и еще далеко не осознаны и не освоены, то следует говорить о получении и применении композитов как о самостоятельной отрасли производства, наряду с металлургическим, строительным или деревообрабатывающим производствами. То, что доля композитов в машиностроении недопустимо низка (согласно разным источникам от 1,5 до 2 %), — это очевидный факт, который говорит в том числе и об уровне развития нашего машиностроения. А как обстоят дела с номенклатурой изделий?

В рекламных материалах зарубежных производителей и поставщиков сырья композитам отводится важная роль в основном в судостроении (маломерный флот — катера, яхты), авиации (корпусные детали самолетов, вертолетов, малая авиация), энергетике (ветрогенераторы), автомобилестрое-

нии (корпусные детали, тюнинг), строительстве (отделочные панели, изделия из искусственного камня, сантехника), промышленности (трубы, баллоны, емкости, погонажные изделия) и, пожалуй, все. Для многих государств мира производство изделий из композиционных материалов является важнейшей отраслью промышленности, например Финляндия — лидер по выпуску малого флота с преимущественным применением композитов.

Огромен соблазн броситься вдогонку и, как в старые добрые времена, "догнать и перегнать". Вот только фактор времени работает не в нашу пользу, и уровень развития производства не позволит сделать это быстро, а впереди Россию ждет вступление в ВТО. С чем мы придем на мировой рынок? То, что нам показывают в рекламных буклетах, уже давно хорошо освоено, производство налажено и вряд ли нас пустят в прибыльный бизнес в условиях жесточайшей конкуренции. Роль догоняющих неблагодарна и неэффективна, тем более, что конкуренты не стоят на месте и в создании новых материалов, технологий, и в новых разработках. Можно выбрать китайский вариант — выпускать "подобия", но вряд ли мы сможем наладить такое же дешевое производство, как в Китае. Можно сосредоточиться на внутреннем рынке и попытаться насытить его конкурентоспособной продукцией собственного производства. Основной вопрос какой продукцией?

Ветроэнергетика для России неактуальна. Только $10 \div 15~\%$ нашей территории пригодны для установки ветрогенераторов (к примеру, побережье Северного Ледовитого океана или Дальнего Востока). Но нужна ли там ветроэнергетика? Для сравнения: в Голландии ей нет альтернативы, а в Германии ветрогенераторы на дотации у государства.

Катера и яхты — это очень красиво и престижно! Однако цена катера среднего тоннажа сопоставима с ценой хорошего джипа. Сколько людей в России могут позволить себе такую роскошь? По данным Госкомстата — не более 15 % обеспеченных сограждан, но не все же они живут у водоемов и мечтают обзавестись катерами, так что яхты — это товар для олигархов, которые могут предпочесть импортную яхту престижной фирмы.

Авиация — почти без комментариев: малой авиации у нас нет, а большая — удел корпораций, которые варятся в собственном соку и весьма неохотно делятся заказами, тем более, что авиация тоже переживает не лучшие времена.

Автомобилестроение: только неграмотный не знает, что оно у нас агонизирует, я имею в виду отечественное автомобилестроение. Зарубежные автозаводы на территории России используют собственные комплектующие изделия. Очевидно, когда-нибудь мы перейдем на 30-, 40-, 50 %-ю комплектацию своими изделиями, но это произойдет

не завтра и нет уверенности в том, что это будут изделия из композитов.

Определенный оптимизм внушает развитие транспортного машиностроения — это железнодорожный транспорт, метро, трамваи, троллейбусы, автобусы. Здесь, на мой взгляд, можно с огромной пользой внедрять изделия из стеклопластиков, чему есть и положительные примеры.

Строительство — огромная площадка для работы и экспериментов с учетом бума, который охватил эту отрасль в последние годы. Но в стране много импортных добротных материалов, так что путь внедрения композитов не будет легким и безоблачным. Нужны новые материалы и технологии их монтажа, нужны свежие идеи, и главное, чтобы делать востребованную продукцию, конкурентоспособную с импортом, надо приобретать и осваивать новейшее оборудование и передовые технологии.

Промышленная составляющая рассматриваемой темы наиболее ярко представлена такими продуктами, как стеклопластиковые трубы и емкости, изготовляемые методом намотки. Существующие мощности по изготовлению труб загружены менее чем на 50 % — нет спроса, дорого. Другим сдерживающим фактором является нерешенность проблем с трубопроводной арматурой, технологией ремонта, отсутствием технологической документации и т. д. Какой смысл ставить "вечную" стеклопластиковую трубу с чугунной задвижкой, срок службы которой несуществен по сравнению с самой трубой?

Стеклопластиковые емкости — хороший, надежный и в ряде случаев незаменимый продукт, но дорогой. А поскольку на современных предприятиях вопросы закупок решают менеджеры — вчерашние выпускники экономических специальностей коммерческих вузов, которые сравнивают товар не по его эксплуатационным показателям, а по цене, то очень трудно что-либо доказать такому специалисту. Необходимо решение "сверху", а туда нелегко достучаться и далеко не всем открыт путь.

Еще одна проблема массового внедрения композитов в промышленность — неосведомленность проектировщиков (конструкторов) о возможностях этих материалов, отсутствие нормативно-правовой базы данных для них. ГОСТЫ по композитам практически отсутствуют. В справочниках конструктора-машиностроителя (технолога) о композитах — всего несколько строк давно устаревшей информации. Специалистов по проектированию изделий из композитов — считанные единицы, и их явно не хватает. Поэтому заложить в проект использование нового изделия из композиционного материала просто некому, а менять утвержденный проект — себе дороже.

Все вышеизложенное — личное мнение автора и ни в коем случае не отрицает возможности или перспективы внедрения всех перечисленных изделий в промышленности. Я пытаюсь рассмотреть не

частные случаи и отдельные удачные примеры, а проблемы внедрения композитов, если не в ранге национального проекта, то хотя бы как важного стратегического направления развития отрасли в масштабах страны.

Производство изделий из композитов для машиностроения — это зона ответственности малого бизнеса, поскольку требует гибкости, быстрого освоения новых видов изделий, относительно небольших по объему производства участков и небольших капитальных вложений, так как возможен выбор различных технологий производства, начиная с ручного ламинирования. Состояние малого бизнеса в России не является темой этой статьи, но автор обратил внимание на то, что даже несколько приукрашенные данные об этом секторе экономики вызвали ряд критических замечаний у руководства страны. В производственном секторе занято не более 10 ÷ 15 % зарегистрированных малых предприятий. Бизнес в России занят в основном торговлей. Все благополучие страны базируется на высоких ценах на минеральное сырье.

Что делать? Искать свой незатоптанный путь развития, где мы еще можем что-то противопоставить импортной экспансии, не ввязываясь в жесткую конкурентную борьбу. На мой взгляд, еще недостаточно освоено промышленное производство изделий из композитов для оборудования машиностроительной, нефтегазодобывающей и перерабатывающей отраслей промышленности, химического машиностроения и т. п. Здесь нет устоявшихся приоритетов и четкого разделения на виды продукции; огромно многообразие видов изделий, отличающихся как по конфигурации и назначению, так и по условиям эксплуатации; неисчерпаемы возможности для поисков, экспериментов, реализации самых смелых технических решений — именно то, что необходимо для освоения новых видов продукции, конкурентоспособных и востребованных не только в отечественной промышленности.

Поскольку по физико-механическим характеристикам композиты сопоставимы со сталью, но обладают рядом существенных преимуществ (коррозиестойкость, химическая стойкость, легкость, ремонтопригодность, низкая трудоемкость изготовления и т. д.), то, учитывая растущие цены на металл, надо по возможности заменять последний композитами. Корпуса машин и механизмов, защитные кожухи и крышки, ванны, газоходы, емкости, скрубберы, практически все химическое оборудование, вентиляторы, насосы, трубопроводная арматура и т. д. — вот далеко неполный перечень того, что можно и нужно делать из композитов уже сейчас. Особенно хотелось бы подчеркнуть широкие возможности использования композитов в машинах и механизмах, эксплуатируемых в агрессивной рабочей среде. Химическая стойкость композитов позволяет использовать их практически во всех известных агрессивных средах, а их преимущества по сравнению со специальными металлами, используемыми для этих целей в настоящее время, помимо указанных выше достоинств, определяются также более низкими ценами, что делает изделия из композитов весьма конкурентоспособными.

Таким образом, не отрицая зарубежного опыта развития индустрии производства изделий из композиционных материалов, учитывая отечественные разработки в этой отрасли, критически взвешивая наш уровень развития и соизмеряя собственные возможности, я думаю, что перспектива развития нашего композитостроения в первую очередь должна быть связана с промышленным сектором экономики, и в частности с теми ее секторами, которые сейчас находятся на подъеме.

Если мы хотим вписаться в мировую экономическую систему, надо иметь в виду два важнейших фактора, которые довлеют над нами, — это время и деньги. Ни того, ни другого у нас нет и не предвидится: как всегда, некстати разразился мировой финансовый кризис.

Без быстрой и реальной поддержки государства освоить производство изделий из композиционных материалов для широкого круга потребителей задача невыполнимая. А без этого говорить о выпуске продукции, соответствующей мировому уровню развития этой отрасли, по меньшей мере несерьезно. При этом государство не берется выпускать собственно товарную продукцию, а лишь организует это производство по приоритетным направлениям через распределение финансовой поддержки, организацию необходимой инфраструктуры и кадрового обеспечения. Необходимо соединить разрозненные усилия отдельных энтузиастов и творческих коллективов, определиться с приоритетами развития, создать научно-технический центр, разрабатывающий перспективные виды изделий для последующего их тиражирования, упорядочить техническую документацию и выполнить еще много черновой, но важной работы, которая в конечном итоге должна привести к тому, что Россия займет достойное место в ряду развитых стран не именно по композитам, а по уровню развития производства в целом.

Считаю, что привлечь государство к решению вышеописанных проблем можно или через создание госкорпорации, или создание в уже существующих корпорациях отдельного структурного подразделения с указанными функциями.

Есть ряд первоочередных задач по реализации Указов Президента и постановлений Правительства РФ, среди которых можно выделить следующие:

1) создание нормативно-технической базы по материалам, технологиям, изделиям из композиционных материалов;

- 2) организация обучения, подготовки и переподготовки кадров всех уровней для работы с композитами;
- 3) определение базовых приоритетов развития композитостроения и создание региональных специализированных центров, например: в Ленинградской области малое судостроение; в Самаре композиты в автомобилестроении; в Москве композиты в транспортном машиностроении; в Екатеринбурге химическое машиностроение; в Нижнем Новгороде оборудование и инструмент для производства изделий из композитов и т. д.;
- 4) определение базового НИИ по композитам общепромышленного и строительного применения и создание на его базе центра по обучению, пропаганде и внедрению новых материалов, технологий, изделий мировых и отечественных производителей;
- 5) создание целевого фонда поддержки инновационных инициатив в области композитостроения.

Вне зависимости от того, где применяются изделия из композитов, будь это космонавтика или коммунальное хозяйство, независимо от ведомственной принадлежности (военное или гражданское назначение) основные технологические приемы переработки композитов остаются одними и теми же. Это служит еще одним аргументом в пользу самостоятельности рассматриваемого направления промышленного производства и целесообразности его выделения в отдельную отрасль, чтобы ведомственная разобщенность не мешала сосредоточиться на главном разработке для широкого круга потребителей новых материалов, технологий, изделий, отвечающих мировому уровню или превосходящих его. И мы можем это сделать при соответствующей поддержке государства. Сейчас самое время переходить от словесных заверений о поддержке бизнеса и разговоров о приоритетности развития производственного сектора экономики к реальным шагам, в том числе и путем реализации изложенных здесь предложений.

УДК 651.1:658.512

Г. Х. ИРЗАЕВ, канд. техн. наук (Дагестанский ГТУ, г. Махачкала)

Оптимизация системы показателей при управлении технологичностью изделий машиностроения

Рассмотрена структура процесса управления технологичностью при разработке изделий машиностроения. Предложен алгоритм оптимизации системы показателей технологичности экспертным методом по критерию их информативности для последующей комплексной оценки.

Ключевые слова: технологичность конструкции, управление технологичностью, алгоритм оптимизации системы показателей технологичности, критерий информативности, комплексная оценка.

Structure of the technological effectiveness controlling process at designing of engineering products has been considered. Optimization algorithm of system of the technological effectiveness showings by expert method per their self-descriptiveness criterion for consequent integrated assessment has been proposed.

Keywords: workability, technological effectiveness controlling, optimization algorithm of system of the technological effectiveness showings, self-descriptiveness criterion, integrated assessment.

В условиях конкуренции зарубежных и отечественных производителей техники основной задачей является обеспечение высокого функционального уровня новых изделий машиностроения и подержание их конкурентоспособности на рынке, что предполагает сложную и ответственную работу по снижению затрат на создание изделий, сокращению ресурсопотребления, адаптации к производственным условиям, оптимизации сроков проекти-

рования и освоения, т. е. по обеспечению их технологичности. Проблема совершенствования системы и механизмов управления технологичностью конструкций (ТК) изделий машиностроения является по-прежнему актуальной и требует серьезной теоретической и методической проработки. Технологичность — комплексное свойство, определяющее уровень технических решений, организации труда и производства и конечные результаты деятельности предприятия. Система показателей ТК изделий машиностроения призвана количественно оценить разнообразные проявления этого свойства и состоит из частных показателей, характеризующих степень удовлетворения требований к технологичности по какому-то одному признаку или по их совокупности [1].

При управлении ТК изделий принимают отдельные проектные решения по составным компонентам объекта разработки. Их информационные модели содержат совокупность документальных данных, описывающих объект. Структуру отработки на технологичность отдельных частей изделия можно представить в виде цикла (рис. 1), основным элементом которого является инструментарий анализа проектного решения на технологичность в виде математической или физической модели (макета). В результате реализации инструментария вырабатывается система показателей ТК объекта.

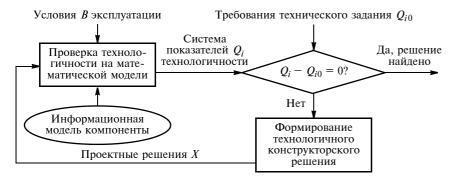


Рис. 1. Структура процесса управления технологичностью при разработке отдельной компоненты изделия

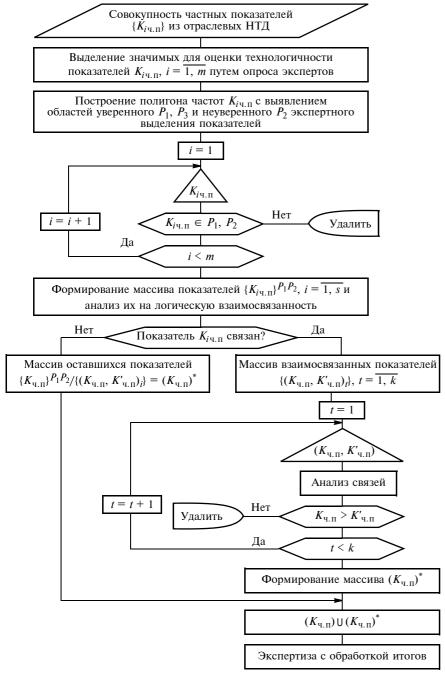


Рис. 2. Алгоритм оптимизации системы частных показателей технологичности

При этом входными данными для модели служат проектные решения X разработчика и условия B эксплуатации объекта. Генератором проектных решений является либо сам разработчик, либо поисковая система, обеспечивающая выборку решений в метрическом пространстве варьируемых параметров. Среда функционирования (условия B эксплуатации) изделия определяет полный комплекс независимых сигналов, в том числе и априорные технические решения.

Выходные показатели системы управления технологичностью изделий $Q = \{Q_i\}, j = 1, m$ по размерности соответствуют вектору критериальных требований технического за-ПО показателям TK: $Q_0 = \{Q_{0i}\}$. Согласно известной постановке задачи синтеза, после удовлетворения условий цикл поиска прекращается и решение $X = \{X_i\}$, $i = \overline{1, n}$ считается принятым. Технические решения в итерациях 1-го уровня иерархии определяют набор альтернатив, которые являются входными требованиями для компонентов 2-го уровня и т. д.

Однако изделие представляет собой совокупность информационных моделей частных проектных решений, имеющих конфликтные взаимосвязи, и изменения проектных решений в одной составной части объекта могут изменить критериальные показатели в другой. Системное решение конфликтов для достижения высокой ТК определяет сущность контроля и управления технологичностью изделий машиностроения.

Технологичность является функцией противоречивых и не всегда аналитически выражаемых факторов. Поэтому при формировании проектных решений в ходе опытноконструкторских работ это свойство оценивается путем решения задач двух типов: первый — прогнозирование уровня ТК изделия по мере получения промежуточных конструкторских решений [2, 3]; второй определение такого состава и значимости частных показателей технологичности, которые достаточно полно и достоверно представляли бы комплексный показатель технологичности разрабатываемого класса изделий машиностроения.

Для решения задач второго типа, отличающихся многокритериальностью выбора, предлагается алгоритм оптимизации системы показателей оценки ТК (рис. 2). В практике проектирования и освоения серийного производства для количественной оценки ТК изделий по нашим наблюдениям на различных этапах используются с различной частотой до 70 разных показателей. Это обусловлено многообразием функциональных свойств и сложностью конструктивной реализации изделий машиностроения. Если бы экспертам была предложена задача сравнения и выбора существенных показателей из указанного числа, то нельзя было бы надеяться на благожелательное их отношение к экспертизе и статистически достоверные результаты. Поэтому требуется предварительное выделение наиболее весомых частных показателей ТК по критерию их информативности для конкретных класса изделий и условий производства.

Каждому эксперту, независимо от других, из исходного множества стандартных частных показателей $\{K_{i,j,n}\}$, рекомендуемых отраслевыми нормативно-техническими документами (НТД) по отработке изделий машиностроения на технологичность предлагается выделить те, которые, по его мнению, наиболее полно характеризуют уровень ТК в условиях данного предприятия. Вопросы организации экспертизы, включающие выбор оптимального качественного и количественного состава экспертной группы, обеспечивающего достоверные результаты, были разработаны автором ранее [4, 5]. По итогам опроса экспертов строится полигон частот показателей, где фиксируются три области: P_1 — увевыделения экспертами показателей; P_2 — неуверенного выделения значимых показателей; P_3 — уверенного выделения малозначимых показателей. Чтобы случайно не потерять показатели, создающие цельный образ уровня технологичности изделия, по результатам этой грубой классификации исключаются только показатели из области P_3 .

Затем проверяется избыточность множества оставшихся показателей из областей P_1 и P_2 . Для этого выделяются пары показателей, между которыми можно проследить логическую связь и выявить наиболее весомый показатель путем проведения качественного анализа. Например, при сравнении пары показателей "коэффициент использования материала—коэффициент относительной трудоемкости обработки резанием" предпочтение отдается первому, так как он не только включает в себя трудоемкость механических операций, но и характеризует степень безотходности производства. Кроме того, коэффициент использования материала легко определяется на ранних этапах проектирования по имеющейся конструкторской документации.

После предварительного отбора показатели предоставляются экспертам в виде матрицы для парных сравнений. Если i-й показатель предпочтительнее j-го по критерию информативности о ТК изделия, то в ячейке, находящейся на пересечении i-й строки и j-го столбца эксперт выставляет "1", если же предпочтительным оказывается j-й показатель, то он выставляет "0".

После сопоставления всех показателей подсчитывается суммарное число предпочтений *i*-го показателя технологичности всеми экспертами:

$$S_i = \sum_{k=-1}^{m} p_{ik},\tag{1}$$

где p_{ik} — число предпочтений, полученных i-м показателем технологичности у k-го эксперта; k — порядковый номер эксперта (k=1,...,m); i — порядковый номер показателя.

Определяется среднее число предпочтений каждого i-го показателя:

$$\overline{S}_i = S_i/m. \tag{2}$$

Достоверность экспертных оценок существенно повышается при выделении группы специалистов, давших непротиворечивые и согласованные оценки. Для этого определяется коэффициент ранговой корреляции Спирмэна каждого k-го эксперта по формуле [6]

$$\rho_k = 1 - \frac{6 \sum_{i=1}^{n} (\overline{S}_i - p_{ik})^2}{n^3 - n},$$

где n — число сравниваемых показателей технологичности, и вычисляется индивидуальный критерий Диксона

$$D_k = \frac{\rho_k - \rho_{\min}}{\rho_{\max} - \rho_{\min}},$$

где ρ_{max} , ρ_{min} — соответственно максимальное и минимальное значения коэффициента корреляции Спирмэна в группе экспертов.

Если критерий Диксона эксперта превышает допустимое пороговое значение $D_{\rm пор}$, то его показания статистически противоречивы и должны быть исключены из дальнейшего анализа.

По результатам построчного суммирования чисел предпочтений, полученных по оценкам прошедших отбор экспертов m_1 , проводится ранжирование показателей ТК — они получают ранги в соответствии с числом предпочтений. По данным ранжирования вычисляется согласованность мнений экспертов с помощью коэффициента W конкордации, значимость которого оценивается по

критерию χ^2 Пирсона известными методами математической статистики [7].

Если результат ранжирования статистически значим, т. е. согласованность экспертов высокая, проводится результирующее ранжирование (в противном случае экспертиза повторяется после ознакомления экспертов с результатами неудачной экспертизы). По формулам (1) и (2) определяется суммарное и среднее числа предпочтений *i*-го показателя. Наиболее существенными считаются те показатели, у которых суммарные числа предпочтений окажутся больше среднего уровня, определяемого как среднее арифметическое значений уровней предпочтений всех показателей. Существенные показатели используются при расчете комплексного показателя ТК с учетом веса каждого, определяемого по формуле

$$b_i = S_i / \sum_{i=1}^{n_1} S_i,$$

где b_i — вес i-го показателя при условии $\sum\limits_{i=1}^{n_1}b_i=1;$

 S_i — суммарное число предпочтений i-го показателя по экспертам m_1 , прошедшим проверку на непротиворечивость; n_1 — число существенных показателей, число предпочтений которых выше среднего уровня.

Предложенный алгоритм выбора показателей ТК и расчета их весов позволяет получить более достоверный результат при оценке комплексного показателя технологичности на различных этапах проектирования и технологической подготовки се-

рийного производства изделий машиностроения вследствие обоснованного отбора показателей, учета особенностей конструкции и технологического уровня предприятия-изготовителя на базе коллективного опыта экспертов. Условия проведения описанных исследований типичны для многих машиностроительных предприятий многономенклатурного и мелкосерийного производства, поэтому предлагаемая методика может оказаться полезной для решения задач отработки изделий на технологичность в близких условиях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Технологичность** конструкций изделия: справочник / Под общ. ред. Ю. Д. Амирова. М.: Машиностроение, 1990.
- 2. **Адамов А. П., Ахматов И. М., Ирзаев Г. Х.** Методика экспертного прогнозирования технологичности современных электронных средств // Проектирование и технология электронных средств. 2004. № 2. С. 6—11.
- 3. **Ирзаев Г. Х.** Информационная система эвристического прогнозирования технологичности радиоэлектронных средств на ранних этапах проектирования // Информационные технологии в проектировании и производстве. 2006, № 3. С. 40—46.
- 4. **Ирзаев Г. Х.** Система отбора компетентных экспертов для решения проектно-производственных задач // Автоматизация и современные технологии. 2008. № 1. С. 40—46.
- 5. **Ирзаев Г. Х.** Разработка методов организации экспертизы по прогнозированию технологичности радиоэлектронных средств // Вестник ДГТУ. Технические науки. 2005. № 7. С. 58—61.
- 6. **Кендэл М**. Ранговые корреляции. М.: Статистика, 1975.
- 7. **Гмурман В. Е.** Теория вероятностей и математическая статистика: Учеб. пособие для вузов. М.: Высшая школа, 2003.



ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

В МАШИНОСТРОЕНИИ: учебное пособие

С.И. Богодухов, Е.В. Бондаренко, А.Г. Схиртладзе и др. Под общ. ред. С.И. Богодухова

2009. - 640 с. :ил. ISBN: 978-5-217-03408-6

Цена 660 р. с НДС

Рассмотрены основные свойства и строение конструкционных материалов, технологические методы их производства, общая структура технологического процесса изготовления деталей, современная и перспективная технология получения заготовок из

различных конструкционных материалов, технологические процессы обработки заготовок и формирования свойств, а также основы технологии сборки и контроля качества.

Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлениям подготовки "Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств" и "Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств".

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы: по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.785

В. А. КОРОТКОВ, д-р техн. наук (филиал НТИ, УГТУ-УПИ, г. Нижний Тагил)

Плазменная закалка зубчатых и шлицевых соединений

Предложена установка для ручной плазменной закалки зубчатых и шлицевых соединений.

Ключевые слова: зубчатые и шлицевые соединения, плазменная закалка, твердость, износостойкость.

A facility for manual plasma hardening of toothed and spline joints has been proposed.

Keywords: toothed and spline joints, plasma hardening, hardness, wearing capacity.

Производственных мощностей по нарезанию зубчатых и шлицевых соединений существенно больше, чем оборудования для упрочняющей обработки. Поэтому значительная часть оборудования, не прошедшая упрочняющую обработку, быстро изнашивается. Пользуясь сложившейся ситуацией, поставщики запасных частей к импортному оборудованию завышают цены. Чтобы избежать лишних затрат предлагается использовать плазменную закалку¹.

Автоматическая плазменная закалка известна уже более 30 лет, а ручная закалка не применялась, так как даже при небольших изменениях длины дуги происходило или оплавление поверхности, или образование непрокалов. В 1990 г. на кафедре "Сварка" Нижнетагильского филиала УГТУ-УПИ было создано ООО "Композит", которое в 2002 г. разработало установку УДГЗ-200 для ручной плазменной закалки.

С появлением возможности производить закалку вручную она стала применяться для упрочнения зубчатых и шлицевых соединений.

Сегодня разработка ручных технологий может показаться ошибочной. Однако в мире основной объем сварки (более 80%) выполняется электродами и полуавтоматами, т. е. вручную. И как только появилась возможность выполнять плазменную закалку вручную, ее применение существенно увеличилось. Кроме того, новая установка не исключает ее использование в составе автоматических станков или роботов.

В состав установки УДГЗ-200 входят модернизированный сварочный источник питания со встроенным блоком возбуждения дуги, блок охлаждения горелки, горелка в комплекте с коммуникационными кабелями и рукавами (рис. 1).

При закалке плазменная дуга перемещается по поверхности изделия, в результате чего нагревается тонкий поверхностный слой. Необходимая для закалки

высокая скорость охлаждения обеспечивается теплоотводом во внутренние слои детали. На рис. 2 представлен макрошлиф зуба (сталь 38ХС) с плазменной закалкой, а на рис. 3 (см. обложку, с. 2) — микроструктуры закаленного слоя. Наибольшая глубина закалки составляет ~1,6 мм. Основной металл состоит из пер-



Рис. 1. Установка УДГЗ-200 для ручной плазменной закалки



Рис. 2. Макрошлиф зуба с плазменной закалкой

¹ В исследованиях принимали участие С. П. Ананьев, Э. Ж. Агафонов, А. С. Зотов, П. Д. Михайлов.



Рис. 4. Плазменная закалка зубчатого венца сталеразливочного крана



Рис. 5. Плазменная закалка зубчатого венца на открытом воздухе

лита с выделениями феррита по границам крупных зерен. При переходе к закаленному слою ферритная сетка на глубине ~1,2 мм еще просматривается, при этом микротвердость возрастает с 239 до 336 HV. На глубине 0,7 мм из-за более длительного воздействия повышенных температур вследствие увеличения скорости диффузионных процессов локализации феррита в виде сетки исчезают, что практически не отражается на твердости по сравнению с предыдущим участком. Перегретый поверхностный слой толщиной до 0,3 мм характеризуется повышенной микротвердостью (783 ÷ 668 HV) и структурной неоднородностью.

Профиль зуба на макрошлифе (см. рис. 2) после плазменной закалки не претерпел видимых изменений. Параметры шероховатости определяли с помощью прибора TR100. При исходных значениях параметра $Ra=1\div10$ шероховатость поверхности в результате плазменной закалки не ухудшается, что при повышении твердости послужило основани-

ем для применения плазменной закалки промышленных изделий.

(m = 24,Зубчатые венцы $z = 90, \quad D = 2208 \quad \text{MM}$ массой 2350 кг из стали 35ГЛ для барабана главного подъема сталеразливочного крана грузоподъемностью 225 т поступают в эксплуатацию в неупрочненном состоянии, их ресурс составляет 6 месяцев. После плазменной закалки на установке УДГЗ-200 (рис. 4) их твердость повышалась с 20 до 50 *HRC*, а ресурс увеличился до 17 месяцев, т. е. в 2,8 раза.

Машина для подготовки шихты в агломерационном производстве представляет собой металлоконструкцию длиной 50 м, по которой перемещаются два ротора с закрепленными ковшами. Вращение роторам передается от приводных зубчатых колес через зубчатые венцы диаметром 6 м. Большие размеры венца не позволяли проводить упрочнение зубьев, и они поступали в работу в отожженном виде с твердостью 160 НВ (сталь 35Л). Срок службы зубчатых колес составлял 2 года, а зубчатых венцов — 3 года. При эксплуатации в запыленной среде зубчатые соединения к концу срока службы изнашивались так, что зацепление становилось едва возможным.

В 2007 г. с помощью установки УДГЗ-200 удалось осуществить плазменную закалку зубчатых венцов до твердости 450 *НВ*. Закалку выполняли прямо на шихтовом дворе под открытым небом (рис. 5). Через год эксплуатации, т. е. после отработки 33 % нормативного ресурса, на зубчатых венцах износа не наблюдалось. В хорошем состоянии остались и зубья зубчатых колес.

На металлургическом комбинате эджерные валы собственного производства для импортной колесопрокатной линии по сроку службы уступали импортным валам. Причиной тому было быстрое изнашивание шлицов из стали 5ХНМ. Для устранения этого недостатка шлицы обработали упрочняющей плазменной закал-

кой (рис. 6). В результате твердость повысилась с 35 до 55 *HRC*. Испытания показали, что их стойкость возросла в 2,7 раза и превысила стойкость импортных валов на 30 %.

Приводные шестерни железнодорожных локомотивов, используемые на горно-обогатительных комбинатах, поставлялись с закалкой ТВЧ, и не вырабатывали свой ресурс из-за преждевременных поломок зубьев. С 2004 г. начали применять плазменную закалку. Было упрочнено боле 200 зубчатых пар, эксплуатация которых показала значительное увеличение срока службы.

Конические зубчатые колеса привода смесителей для приготовления земли в литейном производстве, прошедшие плазменную закалку, уже отработали срок в 4 раза больший неупрочненных зубчатых колес, их износ составил 15 %.

Установка УДГЗ-200 использовалась и для упрочнения рельс (рис. 7) (см. обложку, с. 2). Исследования на машине трения показали уменьшение износа в 121 раз, так как твердость в результате плазменной закалки повысилась с 280 до 877 HV, т. е. в 3,1 раза. Повышение износостой-кости объясняется изменением механизма изнашивания, так как устраняются очаги схватывания, изнашивание происходит лишь в результате усталостного диспергирования.

Упрочнение колодки плазменной закалкой не только не



Рис. 6. Шлицы эджерного вала, упрочненные плазменной закалкой

Износостойкость пар трения

Показатель	Коло	дка (сталь 70)	Диск (сталь 65Г) без закалки		
Показатель	без закалки	с плазменной закалкой	Колодка с закалкой	Колодка без закалки	
Твердость, <i>HV</i>	280	877	314	314	
Износ, г	1,50740	0,01242	2,1246	1,0208	
<i>K</i> _{из}	1,0	121	1,0	2,1	

увеличило износ сопряженного неупрочненного диска, а уменьшило его в 2,1 раза (таблица). Сведения о том, что упрочнение одной детали не вызывает ускоренного изнашивания сопряженной детали, приводятся в литературе, но почти не известны инженерам. Более того, значительная часть заводских специалистов придерживается противоположного мнения, и под благовидным предлогом противится внедрению упрочняющих технологий.

Это мешает проведению качественных ремонтов.

Известны примеры закалки цеховых путей, по которым на тележках перемещают трубы большого диаметра (530÷820 мм). Поставляемые из Германии рельсы имели твердость 180÷220 НВ. В августе 2006 г. было установлено 48 м рельс с плазменной закалкой, которые эксплуатируются и по настоящее время. Таким образом, их срок службы уже увеличился в 12 раз, и они про-

должают находиться в эксплуатации.

Применение закалочной установки УДГЗ-200 не требует капитальных затрат по модернизации производственных цехов, в некоторых случаях она может выполняться под открытым небом.

Установка УДГЗ-200 предназначена для плазменной закалки вручную, что существенно расширяет номенклатуру закаливаемых деталей. Испытания показали, что закаленные зубчатые и шлицевые соединения по сравнению с незакаленными соединениями служат в несколько раз дольше и менее склонны к выкрашиванию зубьев по сравнению с соединениями, прошедшими закалку ТВЧ.

Установка УДГЗ-200 отмечена дипломами 36-го Международного салона изобретений в Женеве и Евро-азиатского форума инноваций в Екатеринбурге.

VЛК 621.914.22.025.72

В. А. ПУХАЛЬСКИЙ, В. А. ПАНАЙОТИ, кандидаты технических наук (МГУПИ), П. В. ПУХАЛЬСКИЙ (ООО "АСИ")

Исследование конструкций крепления пластин на торцевых фрезах

Изложены результаты производственных испытаний торцевых черновых фрез с двумя вариантами механических креплений ромбических твердосплавных пластин. Крепление осуществлялось через центральное отверстие в сменных многогранных пластинах (СМП) с помощью штифта и винтом. Сравнение работы фрез осуществлено: комбинированным методом, по наличию разворота СМП относительно опорных поверхностей державок, по величинам сколов на СМП. Лучшие результаты показали фрезы с креплением СМП винтом.

Ключевые слова: операция фрезерования, торцевые фрезы, сменные многогранные пластины, крепление винтом, крепление на штифте, износ, скол, поломка, комбинированный метод оценки.

Production test results of the roughing face-milling cutters with two variants of mechanical mounting of rhombic carbides are stated. The mounting was made through the central hole in the changeable polyhedral plates (CPP) with the help of a finger and by a screw. Comparison of the cutter's operation was realized by a combined method, per the CPP turn availability relatively of the holder's base surfaces and per chips values on the CPP. It has been ascertained, that the cutters with the CPP mounting by means of screw showed the better results.

Keywords: milling operation, face-milling cutters, changeable polyhedral plates, mounting by a screw, mounting on a finger, wear, chip, failure, combined estimation method.

До настоящего времени на производствах, использующих в своих технологических процессах операции торцевого фрезерования, широкое применение на-

ходят торцевые фрезы с креплением каждой режущей части, представляющей собой сменную многогранную пластину (СМП), с помощью штифта, проходяще-

го через центральное отверстие пластины, с последующей ее подтяжкой к базовым поверхностям. Применение уже более полувека фрез данной конструкции



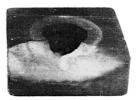








Рис. 1

объясняется целым рядом причин. Это и высокая технологичность их при изготовлении, и простота в обслуживании при эксплуатации, и хорошая ремонтируемость. Существенным недостатком данных конструкций торцевых фрез является большое число сколов и поломок сменных твердосплавных пластин. Характерные для данного варианта крепления СМП виды сколов и поломок на опорных поверхностях пластин приведены на рис. 1: разрушение распространялось от места контакта поверхности отверстия в СМП со штифтом.

Эти сколы и поломки являются следствием малой жесткости крепления на штифте 1 (рис. 2)

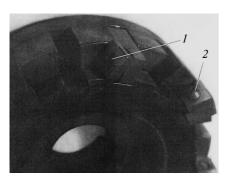


Рис. 2

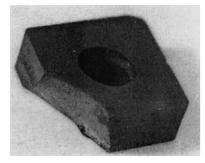


Рис. 3

СМП и разворотом последних в процессе работы фрез. Одним из наиболее простых решений, позволяющих исключить разворот СМП относительно опорной поверхности державки, является использование винта 2 вместо штифта 1. Это позволяет увеличить силы прижима пластины к поверхности державки. Для определения эффективности применения такого крепления СМП были проведены специальные производственные испытания, в которых был использован следующий прием: различные крепления пластин были выполнены на отдельных зубьях одной фрезы. На рис. 2 показано крепление с помощью штифта и винта пластин, установленных на фрезе Ø200 мм с числом зубьев, равным 8 (через зуб). Таким образом была получена возможность одновременного испытания сразу двух вариантов конструкций рабочих элементов (зубьев) фрез. При этом условия работы сравниваемых вариантов креплений были одинаковыми.

Испытания были проведены на продольно-фрезерных станках мод. 6625 с мощностью двигателя главного движения 30 кВт. Обработке подвергались корпусные детали из серого чугуна СЧ20. На фрезах были установлены режущие части (пластины) из твердого сплава ВК6ВС. Глубина фрезерования составляла 5 ÷ 10 мм.

При проведении испытаний на фрезах с числом зубьев, равным 16, было замечено, что при больших глубине и ширине фрезерования минутную подачу необходимо уменьшить до 160÷200 мм/мин.

Эти фрезы испытывали при частоте вращения шпинделя 63 мин^{-1} , которая соответствует эксплуатационной частоте фрез данной конструкции на производстве. Необходимость снижения подачи была вызвана недостаточными мощностью и виброустойчивостью оборудования. Для определения возможностей работы испытуемых конструкций креплений при больших подачах были испытаны фрезы с числом зубьев, равным 8. С этой целью державки с СМП устанавливали во фрезе через паз (см. рис. 2), а частоту вращения шпинделя станка увеличили до 80 мин^{-1} . Минутная подача, а следовательно, и подача на зуб фрез назначалась оператором в зависимости от условий фрезерования (табл. 1).

Эффективность использования двух вариантов крепления СМП оценивали комбинированным методом по формуле $\Theta_{\Sigma} = \Theta_T + \Theta_q$, где Θ_T и Θ_q — частные эффекты, определяемые сравнением вариантов по критерию соответственно производительности и экономичности расходования твердого сплава.

В качестве базовой точки были приняты результаты опыта для зуба 16-зубой фрезы с креплением СМП на штифте, в котором был снят наибольший объем чугуна. Объем снятого в этом опыте чугуна за время работы зуба до отказа, равное 637,9 мин, составил 2,24 · 10⁻³ м³. За это время было израсходовано 7,3 г

 $^{^{1}}$ Пухальский В. А. Комбинированный метод оценки качества // Методы менеджмента качества. 1999. № 4. С. 55—58.

Таблииа 1

	Минут	гная подача, м	им/мин	Подача на зуб, мм/зуб		
Фреза	макси- мальная	средняя	мини- мальная	макси- мальная	средняя	мини- мальная
16-зубая 8-зубая	340 460	280 340	160 240	0,337 0,72	0,278 0,53	0,159 0,375

Таблица 2

Фреза	Вариант крепле-	Вероятность получения положительного эффекта				
Фреза	ния СМП	P_T^+	P_q^+	\emph{P}_{Σ}^{+}		
16-зубая	На штифте	0,58	0,35	0,34		
	Винтом	0,63	0,36	0,36		
8-зубая	На штифте	0,69	0,36	0,15		
	Винтом	0,68	0,38	0,25		

Таблица 3

	Вариант крепления СМП	Параметр скола				
Эскиз скола СМП		Обозна- чение	Средняя величина, мм	Среднее квадратиче- ское отклонение, мм		
\int_{ck}	На штифте	$l_{ m cK}$ $b_{ m cK}$	6,50 5,28	3,001 3,509		
b _{ck}	Винтом	$l_{ m cK}$	4,20 3,80	1,670 1,650		

твердого сплава. Так как при анализе результатов испытаний рассматривались не отказы фрезы в целом, а отказы ее отдельных зубьев, объем полученных статистических данных был больше в число раз, равное числу зубьев фрезы. Это позволило сократить время проведения испытаний. Результаты сравнения эффективности применения вариантов крепления СМП комбинированным методом представлены в табл. 2.

Дополнительным доказательством эффективности использования на торцевых фрезах данной конструкции крепления СМП винтом служат результаты фиксации явления разворота пластин относительно опорных поверхностей державок при работе фрез. Данное явление часто наблюдалось при работе зубьев фрез с креплением СМП с помощью штифта и при большом износе $(h_3 > 2 \text{ мм})$ и отсутствовало при

работе зубьев с креплением СМП винтом. Однако сколы режущих кромок пластин наблюдались на зубьях и с тем, и с другим креплением СМП. Характерный вид таких сколов СМП представлен на рис. 3. Результаты анализа размеров сколов твердосплавных пластин при их креплении с помощью винта и штифта, приведены в табл. 3. Из результатов данного анализа видно, что величина скола при креплении винтом по сравнению со сколом при креплении с помощью штифта уменьшается.

По результатам проведенных испытаний можно сделать следующие выводы:

- 1) получить абсолютно одинаковые условия работы отдельных зубьев фрез не удалось, так как вероятности P_T^+ для отдельных серий опытов для зубьев с разными креплениями отличаются по величине. Однако это обстоятельство не воспрепятствовало сопоставлению эффективностей вариантов креплений СМП;
- 2) использование фрез с меньшим числом зубьев (равным 8) позволяет обеспечить более производительное фрезерование и более чем вдвое увеличить подачу на зуб на том же оборудовании;
- 3) преимущество использования крепления СМП винтом существенно увеличилось с уменьшением числа зубьев фрезы;
- 4) при использовании крепления СМП винтом был исключен разворот пластин относительно опорных поверхностей державок и, следовательно, характерные для этих случаев сколы по опорным поверхностям СМП отсутствовали;
- 5) величины сколов режущих кромок СМП при креплении их винтом, несмотря на более интенсивные режимы резания при испытаниях, меньше, чем при креплении с помощью штифта.

И. Я. АРХИПОВ, канд. техн. наук (ОАО "НПО ЦНИИТМАШ")

Из опыта эксплуатации зубчатых передач карьерных автосамосвалов большой грузоподъемности

Приводится пример изготовления отечественной промышленностью запасных частей, в частности зубчатых колес для бортового редуктора карьерного автосамосвала большой грузоподъемности мод. МD 1200 производства японской фирмы "Кomatsu", эксплуатируемого на российских предприятиях горнодобывающей промышленности. Приводятся сравнительные данные по долговечности этих деталей, выпускаемых японской фирмой и отечественными предприятиями. Констатируется факт обеспечения качества отечественной продукции на уровне высоких показателей импортных образцов.

Ключевые слова: карьерный автосамосвал, бортовой редуктор, запасные части, зубчатые колеса и их долговечность, промышленные испытания.

An example of domestic manufacture of spare parts, in particularly the gearwheels for final drive of high carrying capacity quarry dump trucks of MD 1200 model of "Komatsu" Japanese firm, which is exploited on Russian minerals industry enterprises, is presented. Comparative data as for longevity of these details, produced by Japanese firm and domestic ones are given. A fact is established that the quality of domestic manufacturing of spare parts corresponds to the best showings of import product samples.

Keywords: quarry dump truck, final drive, spare parts, gearwheels and its longevity, industrial test.

В начале 1980-х годов наша страна начала осуществить крупные закупки в Японии карьерной техники для предприятий горнодобывающей отрасли с особым акцентом на автосамосвалы большой грузоподъемности. В середине 1980-х годов общий парк закупленных автосамосвалов (мод. HD1200) производства фирмы Komatsu составил несколько сотен единиц. Эксплуатировались 120-тонные самосвалы на рудо- и угледобывающих предприятиях Европейский части СССР, Сибири и среднеазиатских республик. Соответственно размеру автопарка сформировался и довольно значительный поток запасных частей для замены выходящих из строя узлов и деталей автосамосвала мод. HD1200, в котором немалую долю составляли зубчатые колеса для бортового редуктора.

Самосвал мод. HD1200 имеет два редуктора: по одному на каждое ведущее колесо машины. Оба редуктора — однорядные планетарного типа, кинематическая схема — три сборных сателлита и остановленное водило. Вращающий момент передается от

электродвигателя с регулируемой частотой вращения ротора на ведущий элемент редуктора — солнечную вал-шестерню ($m=6\,\mathrm{mm},\,z=21$), далее — на зубчатые колеса сборных сателлитов ($m=6\,\mathrm{mm},\,z=100$) и с валов-шестерен сателлитов ($m=8\,\mathrm{mm},\,z=18$) на эпицикл ($m=8\,\mathrm{mm},\,z=111$), жестко связанный через промежуточное муфтовое кольцо с ведущим колесом автосамосвала.

Зубчатые детали редуктора относятся к категории высоконапряженных, которые обычно выходят из строя из-за питтинга (усталостное выкрашивание на эвольвентных цементованных и азотированных поверхностях), сколов на отдельных участках рабочей поверхности зубьев, задиров на рабочих поверхностях, износа, в том числе зубьев элементов муфтовых соединений, иногда поломок зубьев. Срок их службы во многом зависит от качества изготовления и условий эксплуатации. При наилучшем качестве (оптимальный выбор материалов, параметров и режимов упрочняющей обработки; высокая точность изготовления по нормам кинематики плавности и контакта зубьев; применение технологических спецприемов, в частности для компенсации негативного влияния упругих деформаций корпуса редуктора) детали могут сохранять свою работоспособность в течение нескольких лет эксплуатации, что соответствует пробегу самосвала в 200 ÷ 300 тыс. км. Эти цифры касаются новых автосамосвалов, у которых отсутствует выраженная остаточная деформация корпусов редукторов; для старых деформированных корпусов показатели несколько снижаются. Резкое снижение (на сотни и тысячи процентов) происходит при явно неудовлетворительном качестве изготовления зубчатых пар.

В автотранспортных цехах добывающих предприятий системы "Рудпрома", бывшего Минчермета СССР, были зафиксированы случаи, когда долговечность зубчатой детали, приобретенной у того или иного поставщика на внутреннем рынке, измерялась всего несколькими сменами или однойдвумя неделями работы самосвала.

Поставку запасных частей для редукторов наряду с фирмой Komatsu изначально обеспечивали отдельные ремонтно-механические заводы, созданные для удовлетворения нужд добывающих пред-

приятий, либо специализированные цеха в составе этих предприятий, оснащенные соответствующим металлообрабатывающим оборудованием.

Производство автозапчастей на территории СССР, а затем РФ не нарушало авторских прав фирмы Komatsu и было изначально оговорено на уровне внешнеторговых организаций при подписании крупных контрактов на поставку автосамосвалов. Более того, по достигнутой договоренности японские специалисты обязались оказывать первичную технологическую помощь одному из отечественных изготовителей запасных частей. На деле помощь оказалась строго дозированной, ведь воспитывать для себя серьезного конкурента по производству высококачественных запасных частей фирма Komatsu не была заинтересована. Это не замедлило сказаться на результатах производственной деятельности внутренних поставщиков зубчатых деталей.

Решение задачи по преодолению большого разрыва в показателях долговечности зубчатых деталей японского и отечественных производителей взяла на себя небольшая группа специалистов в области редукторостроения, в которой координирующая роль и вместе с тем функция принятия решений по обеспечению необходимого качества продукции соответствующего типа была закреплена за автором данной публикации. Со временем по необходимости автору пришлось стать непосредственным участником производственного процесса, используя для достижения конечного результата свои практические навыки по проведению некоторых наиболее ответственных операций станочной металлообработки, включая зубошлифование высокой степени точности. Судя по результант эксплуатационных испытаний, в период с 1991 г. по 2008 г. выпущенные нами запасные части по качеству стали в один ряд с соответствующей японской продукцией. Если и обнаруживалась разница в пользу японской стороны, то небольшая (10 ÷ 15 % по долговечности по данным ПО "Якутуголь" на середину 1990-х годов).

Необходимо отметить, что изначально (с 1991 г.) наше производство охватывало большую часть, но не всю номенклатуру зубчатых деталей для автосамосвала фирмы Komatsu. Из-за отсутствия оснащенности станочным оборудованием мы не могли организовать на своей производственной базе изготовление эпициклов, поэтому потребители выну-

ждены были приобретать их в Японии, как например ПО "Якутуголь", или же внутри страны, но уже у других изготовителей, таких как Михайловский и Ковдорский ГОКи. В последнем случае не обеспечивалось требуемое качество редукторной сборки, что не замедлило сказаться на результатах эксплуатации. Выходы из строя происходили после $60 \div 70$ тыс. км пробега, что составляет менее половины оптимального ресурса для наших деталей — солнечных валов-шестерен и сателлитов. В целом картина характеризовалась очень большим разбросом долговечности — от 20 до 200 тыс. км пробега, что также естественно, потому что при плохо управляемом процессе изготовления одного из элементов редукторной сборки другие элементы этой же сборки ведут себя по-разному в зависимости от того, насколько качественно (плохо или хорошо) изготовлено слабое звено кинематической цепи (в данном случае эпицикл).

Не соглашаясь или не вполне соглашаясь с нашими доводами, оппоненты из числа работников автотранспортного цеха одного из ГОКов отмечали, что высокая ходимость наших деталей в 1990-х годах скорее всего связана не с правильным выбором поставщика эпициклов, т. е. фирмой Котаtsu, как утверждали мы, а с более мягкими условиями работы автосамосвалов в открытых угольных разрезах по сравнению с глубокими карьерами рудодобывающих предприятий.

Считая себя не вправе переубедить заказчика иначе как опытным путем, мы организовали $(2005 \div 2006 \ {\rm rr.})$ на одной из промышленных площадок московского региона производство эпициклов с такими качественными показателями, которые, по нашему мнению, были адекватны условиям работы данных деталей в редукторе. Результат не замедлил сказаться. Средняя долговечность полной редукторной сборки повысилась $2,5 \div 3$ раза.

Нижние показатели долговечности подтянулись к верхним. В итоге резко уменьшилась потребность в соответствующих запасных частях. По результатам длительных испытаний нашей продукции (с 1991 г.) можно сделать выводы о ее высокой конкурентоспособности, о недопустимости в интересах потребителя сочетания в одной редукторной сборке изделий с разным уровнем качества.

А. И. РУБАХИН (ОАО "Новолипецкий металлургический комбинат", г. Липецк)

Обеспечение точности поверхностей отверстий роликов МНЛЗ при обработке

На примере роликов машин непрерывного литья заготовок показано, что отклонение формы наружной поверхности роликов, которая используется в качестве установочной базы, оказывает существенное влияние на точность формы поверхности отверстия ролика.

Ключевые слова: глубокие отверстия, схемы базирования, глубокое растачивание.

It has been shown by the example of rollers of machines for continuous casting of the workpieces, that the roller's outer surface form deviation, which is used as a setting base, influences substantially upon the roller's hole surface form accuracy.

Keywords: deep holes, basing scheme, deep boring.

В работе рассматривается влияние различных схем базирования на точность формы поверхности отверстия роликов МНЛЗ. Уменьшение отклонений от круглости поперечного сечения отверстий роликов позволяет не только обеспечить повышенные эксплуатационные свойства, такие как стойкость и надежность, но и сократить технологические простои оборудования при замене и ремонте роликов. Повышению точности формы при обработке глубоких отверстий в цилиндрических деталях уделяли внимание многие ученые [1—3 и др.], так как эта проблема возникает не только при глубоком растачивании, но и при внутреннем шлифовании отверстий, доводке, суперфинишировании, хонинговании.

В соответствии с поставленными задачами были проведены экспериментальные исследования процесса растачивания 10 роликов с применением разных схем базирования. Детали обрабатывали на станке мод. РТ293164 с установкой роликов в трехкулачковом самоцентрирующемся патроне и в люнете и на станке мод. ЛР543 с установкой в узких призмах. Эксперименты проводили в производственных условиях при одинаковых режимах резания. Погрешности поперечного сечения отверстия измеряли на кругломере мод. 290 (ГОСТ 17353—80), предназначенном для определения отклонений от круглости поверхностей деталей типа тел вращения, в сечении, перпендикулярном к их оси. Результаты измерений регистрировали прибором с записью круглограммы в полярной системе координат и на цифровом отсчетном устройстве при

увеличении 1000. Радиальный профиль сечения роликов представляет собой кривую неправильной формы.

При обработке на станке мод. РТ293164 в допуск отверстия вошли всего четыре ролика из 10 (рис. 1, a см. на обложке, с. 3), а при обработке на станке мод. ЛР453 -10 роликов (рис. 1, δ). По представленным круглограммам можно сделать вывод, что в спектре отклонений формы преобладающее значение имеет гармоническая составляющая второго порядка, т. е. овальность. Значения отклонений от круглости отверстий для партии из 10 роликов, обработанных плавающей разверткой с установкой в трехкулачковом патроне и люнете, распределились в интервале 20 ÷ 62 мкм. При обработке с установкой в призмах обеспечивается более высокая точность формы — значения отклонений от круглости поверхностей внутренних отверстий 10 роликов распределились в интервале 17 ÷ 35 мкм.

На рис. 2, a, δ (см. на обложке, с. 3) представлены модели разверток отклонений формы поверхностей отверстий роликов после обработки по выбранным схемам.

Анализ круглограмм отверстий роликов и разверток отклонений формы поверхности глубоких отверстий при обработке на станках моделей РТ293164 и ЛР543 показал, что преобладают гармонические составляющие второго порядки. т. е. овальность и отклонение формы наружных поверхностей роликов, используемых в качестве установочных баз, что существенно влияет па точность поверхности обрабатываемого отверстия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Основы** технологии машиностроения / Под ред. В. С. Корсакова. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1965. 490 с.
- 2. Виттенберг Ю. Р. Корреляционные характеристики шероховатости поверхности и их зависимость от технологических факторов // Вестник машиностроения. 1970. № 2. С. 57—59.
- 3. **Вольшонок 3. С., Винальева Н. П.** Совершенствование процессов глубокого сверления и глубокой расточки отверстий в тяжелом машиностроении // Обзорная информация. Вып. 2. Сер 8. М.: Машиностроение, 1988. С. 23—29.

Рецензия

М. О. Нодельман. **Механообработка резани-ем. Основы теории и практика.** Монография. Челябинск: Печатный салон "Издательство РЕКПОЛ", 2005. 160 с.

В монографии на основе научных достижений и практического опыта в области теории резания металлов, оптимизации режимов резания, надежности технологических систем металлообработки и проектирования прогрессивного режущего инструмента рассмотрены базовые вопросы технологической подготовки производства.

Одной из актуальных задач автоматизированного машиностроительного производства, имеющего в своем составе гибкие автоматизированные производства и безлюдные технологии, является обеспечение надежного удаления стружки из зоны обработки путем ее ломания в процессе резания на токарных операциях. Решение этой задачи при проектировании токарных операций существенно усложняется необходимостью учета множества различных взаимосвязанных технологических факторов в широком диапазоне их изменения (виды токарных операций и режущего инструмента, обрабатываемость материала заготовки, диаметр и припуск на обработку, конструктивные и физикомеханические параметры режущего инструмента, конструктивные параметры станка и технологической оснастки, точность и качество обработки, параметры физики и кинематики резания, силы резания, тепловые явления в зоне резания, надежность технологической системы и стойкость режущего инструмента). Учитывая широкое распространение операций резания, выполняемых на токарных станках с ЧПУ, решение поставленной задачи превращает ее в научно-техническую проблему, которое в настоящей монографии выполнено на высоком научном и практическом уровне путем установления математической взаимосвязи между вышеперечисленными факторами и подтверждения адекватности моделей многочисленными экспериментальными исследованиями.

Автор дает комплексное решение вопросов оптимизации режимов обработки во взаимосвязи с геометрией режущего клина стружколомающих резцов, обрабатываемости материала заготовки, стойкости режущего инструмента, надежности тех-

нологической и целевой функции с комплексным критерием оптимальности по прибыли. Данная методология прошла успешную апробацию при решении ряда актуальных задач в автоматизированном машиностроительном производстве, что подтвердило правильность научных подходов автора и эффективность принятых при разработке системы научных и технических решений.

Несмотря на масштабность исследований, обилие формул и расчетных схем, материал в монографии изложен логично и в доступной форме. Терминология тщательно выверена. Все термины четко сформулированы и разъяснены с помощью подробных схем.

Работа рассчитана на специалистов, занимающихся решением различных вопросов технологической подготовки производства на металлорежущем оборудовании, теории резания металлов, оптимизации режимов резания, надежности технологических систем металлообработки и проектирования прогрессивного режущего инструмента. Специалисты, освоившие материал монографии в полном объеме, будут способны целенаправленно управлять процессом механообработки резанием и комплексно решать сложные производственные задачи. Монография может быть полезной также для студентов и аспирантов не только в качестве самостоятельного научно-практического источника, но и дополнительного учебного пособия по различным дисциплинам, изучаемым по специальностям, связанным с технологией машиностроения, проектированием режущего инструмента, математическим моделированием процесса резания.

Учитывая широкомасштабный характер проведенных исследований, их результаты и модели могут быть применены для оптимизации других видов обработки резанием.

Все это подтверждает своевременность и высокий научно-технический уровень работы, на основании чего, учитывая незначительный тираж книги, монографию, безусловно, можно рекомендовать к переизданию.

П. П. ПЕРЕВЕРЗЕВ, д-р техн. наук, проф. кафедры "Технология машиностроения" Южно-Уральского ГУ

Новая марка стали Череповецкого металлургического комбината

Как отметил технический директор — главный инженер ЧерМК "Северсталь" Андрей Луценко, новая сталь, имеющая пока символическое название — череповецкая шарикоподшипниковая сталь (ЧШХ), разработана в рамках совместной программы по освоению новых видов продукции с ОАО "Северсталь-Метиз", также входящего в дивизион "Северсталь Российская Сталь".

"При производстве подшипников, являющихся важной деталью приводов вращения в различном промышленном оборудовании, на протяжении нескольких десятилетий широко используется высокоуглеродистая хромистая сталь (типа ШХ15), которая характеризуется высоким сопротивлением усталости при качении. Вместе с тем, с учетом новых потребностей в легких и компактных деталях машин, Череповецкий металлургический комбинат занимается разработкой альтернативных сталей для подшипников, которые при равных или более высоких эксплуатационных характеристиках, чем у ШХ15, позволили бы снизить производственные издержки у потребителей", — подчеркнул А. Луценко.

По информации технического директора, разработанная марка стали уже прошла испытания на одном из отечественных предприятий — Волжском подшипнико-

вом заводе (ВПЗ), который входит в состав Европейской подшипниковой компании.

Горячекатаный прокат из стали ЧШХ, произведенный на ЧерМК, был откалиброван и прошел специальную отделку на Череповецком сталепрокатном заводе ОАО "Северсталь-Метиз" и в мае 2008 г. отгружен на Волжский завод. В исследовательском центре ВПЗ было проведено его исследование, после чего были изготовлены сначала детали подшипников, а затем собраны сами подшипники, которые прошли стендовые испытания.

ЧерМК получил предварительное заключение о положительных итогах испытаний.

"В настоящее время в целях предложения нового продукта клиентам в машиностроении и производства его в промышленных объемах ЧерМК "Северсталь" ведет работу по созданию нормативной документации и внесению новой марки в реестр подшипниковых марок стали", — уточнил А. Луценко.

Пресс-служба ЧерМК "Северсталь" E-mail: laguseva@severstal.com www.severstal.ru

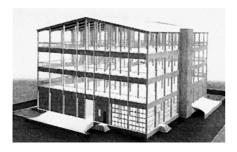
Автопаркинги станут дешевле минимум на 70 %

Компания Ruukki, европейский поставщик комплексных решений из металла для строительства и машиностроения, разработала типовые проекты открытых паркингов на основе металлокаркаса. Себестоимость машино-места минимум на 70 % дешевле цены за аналогичное место в подземных паркингах.

По заявлению Сергея Чернышева, генерального директора российского подразделения Ruukki, сегодня средняя стоимость одного места в подземных паркингах начинается с отметки в один миллион рублей. Цена за машино-место в открытых паркингах Ruukki составляет в среднем 280 тыс. руб.

Открытые парковки представляют собой здания без наружных стеновых ограждений. Они состоят из металлического каркаса, скатной кровли из профлиста и перекрытий. Сооружения Ruukki рассчитаны на размещение от 152 до 500 автомобилей. Срок изготовления и поставки паркинга на 460 машино-мест составляет в среднем 3,5 месяца. Высота варьируется от трех до пяти этажей.

"Возведение подобных паркингов — это цивилизованный путь решения извечной проблемы со стоянкой



автомобилей. Технологии Ruukki позволяют значительно снижать стоимость строительства. Сооружения не требуют серьезного инженерного обеспечения, связанного с необходимостью монтажа систем вентиляции и проведения дорогостоящих мероприятий по водоотведению и гидроизоляции подземной части. Кроме того, значительно сокращаются сроки строительства", — говорит Игорь Миронов, менеджер по реализации проектов компании ООО "Рика".

Разработки Ruukki сопровождаются всей необходимой документацией, что сокращает сроки согласования.

На сегодняшний день в процессе монтажа находится четырехуровневый открытый паркинг Ruukki в г. Обнинске Калужской области. Общая площадь объекта составляет 12 тыс. м². Паркинг рассчитан на 480 машино-мест.

Справка о компании:

Ruukki является европейским поставщиком компонентов, систем и комплексных решений из металла для строительства и машиностроения. Компания предлагает широкий ассортимент металлических изделий и связанных с ними услуг. Ruukki работает в 26 странах мира и ее персонал насчитывает 13 300 человек. В 2008 г. торговый оборот составил 3,9 млрд евро. Акции котируются на Хельсинкской бирже NASDAQ OMX (Rautaruukki Corporation: RTRKS). Корпорация использует маркетинговое название Ruukki.

Информацию о работе Ruukki в России и мире можно получить в пресс-службе: телефон 8 (800) 200-99-89 (звонок бесплатный из всех регионов $P\Phi$), e-mail: media@ruprcss.ru. сайт: wwvv.ruukki.com