

М.М. ПЕКЛИЧ, ОАО “Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь,
А.Н. ТКАЧУК, И.Я. ХРАМЦОВА, А.В. ТКАЧУК, канд. техн. наук,
 НТУ “ХПИ”, **О.А. ИЩЕНКО**, Таврийская государственная агротехническая академия, г. Мелитополь

К ВОПРОСУ О КОМПЛЕКСНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ ПРОЧНОСТНЫХ И ЖЕСТКОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ РАМНОЙ КОНСТРУКЦИИ

У статті описані методи визначення міцності та жорсткості елементів верстатних пристосувань рамної конструкції. Проведено дослідження залежності загальної податливості від різних факторів. Розроблені рекомендації з вибору конструктивних параметрів пристосувань.

The methods of strength and rigidity determination of elements of machining accessories of frame construction are described in the article. Research of dependence of general slenderness from different factors is conducted. The recommendations about the choice of structural parameters of accessories are developed.

Введение. При разработке новых конструкций станочных приспособлений [1-5] для оснащения современных металлорежущих станков, характеризующихся высокими точностными, жесткостными параметрами, необходимым этапом проектирования является расчет их прочности и жесткости как составного элемента технологической системы „станок – приспособление – инструмент – деталь”. Основными задачами при этом являются:

- оценка напряженного состояния наиболее нагруженных деталей приспособлений, определяющих работоспособность конструкции в целом;
- определение перемещений в подсистеме „станок – приспособление – деталь”, вызванных деформацией элементов приспособлений и влияющих на баланс перемещений в технологической системе.

Решение указанных задач предлагает выполнение следующих этапов:

- анализ конструкций, условий эксплуатации, нагружения и построение расчетных схем наиболее нагруженных и ответственных моментов приспособлений;
- разработка методики определения напряженно-деформированного состояния (НДС) отдельных деталей;
- анализ прочностных и жесткостных параметров приспособлений и разработка рекомендаций по выбору их основных конструктивных параметров;
- экспериментальная корректировка результатов теоретических исследований.

Частичное решение поставленные задачи нашли в работах [1, 2, 6-8]. В то же время в этих и других работах отсутствуют общие подходы к решению данной задачи в общем виде. В работе [9] разработаны теоретические основы

обобщенного параметрического описания сложных механических систем, которые и предлагается положить в основу дальнейших исследований.

Ниже представлены описание данных этапов и результаты исследований базовых приспособлений МДВ 7401.4007, МДВ 7401.4018, МДВ 7401.4014, МДВ 7401.4013 и унифицированных координатно-базирующих элементов (базовых плит) МДВ 7401.4001, МДВ 7401.4002, МДВ 7401.4003, МДВ 7401.4004, разработанных в свое время в Харьковском НИИ технологии машиностроения [1, 2, 4, 5].

1. Расчетные схемы для исследования жесткости и прочности базовых приспособлений рамной конструкции

Анализ условий эксплуатации базовых приспособлений, определение нагрузок и разработка расчетных схем. Станочные приспособления включены в силовые, размерные и кинематические цепи технологической системы „станок – приспособление – инструмент – деталь”. На рис. 1 приведена схема взаимодействия элементов данной системы. Каждый элемент технологической системы является звеном замкнутой цепи. Станок является основным элементом, замыкающим на себе силовые потоки.

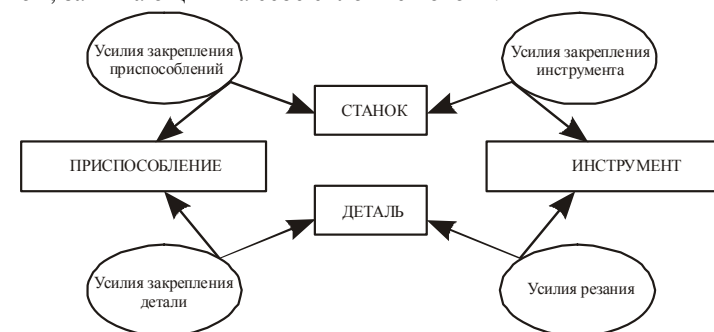


Рис. 1. Схема взаимодействия элементов системы „станок – приспособление – инструмент – деталь”

Каждое звено технологической системы „станок – приспособление – инструмент – деталь” можно вычленить, заменив его связи с другими элементами соответствующими кинематическими и силовыми воздействиями. Выделяя из рассматриваемой системы приспособление, необходимо учесть воздействия на него со стороны обрабатываемой детали и станка.

Воздействие на приспособление со стороны заготовки зависит от сил резания, способа закрепления ее на приспособлении, усилий закрепления. Последние представляют собой постоянную величину, зависящую от степени затяжки крепежных элементов, или усилия, развиваемого пневмо-, гидро-, электро- или механическим приводом. Усилия резания зависят от вида выполняемой технологической операции, режимов резания и характеристик инструмента.

Взаимодействие приспособления со столом станка определяется способом и усилиями его закрепления.

Для построения расчетных схем элементов приспособлений рамной конструкции рассмотрим схему взаимодействия деталей и узлов (рис. 2). Базовый элемент (корпус) является элементом, замыкающим на себе внутренние и внешние усилия в исследуемой подсистеме.

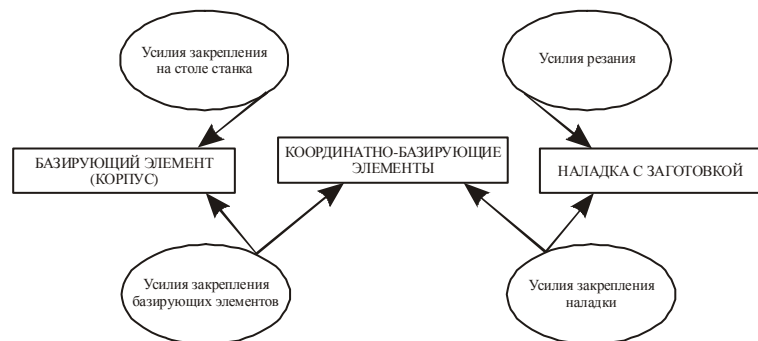


Рис. 2. Схема взаимодействия основных элементов приспособлений рамной конструкции

Непосредственное воздействие на корпус оказывают координатно-базирующие элементы, воспринимающие в свою очередь действия сил закрепления, а также стол станка, ограничивающий перемещения точек корпуса.

Координатно-базирующие элементы испытывают воздействие усилий резания через наладку с заготовкой, размещенные на ее поверхности, а в качестве ограничений выступают условия сопряжения с базовым элементом.

Таким образом, для построения расчетных схем основных элементов исследуемых приспособлений необходимо: провести анализ силового воздействия инструмента; моделировать условия сопряжения данных элементов друг с другом и со столом станка соответствующими граничными условиями; провести классификацию геометрических форм исследуемых деталей, выделив соответствующий тип задачи, которую необходимо решить для определения их прочностных и жесткостных параметров.

Усилия резания представляют собой в общем случае нестационарное динамическое воздействие с изменяющимся направлением и точкой приложения по ходу выполнения технологической операции. Силы резания зависят [10] от геометрической формы, размеров и типа режущего инструмента; режимов резания (глубины резания t_p , подачи S , скорости резания инструмента n) (рис. 3); характеристик обрабатываемого материала; вида выполняемой операции.

С помощью известных теоретических и эмпирических зависимостей [10] можно получить значения компонент P_x , P_y , P_z полного усилия, действующего на инструмент, как функции указанных выше параметров и времени t . При этом в большинстве практически важных случаев данное усилие пред-

ставимо в виде:

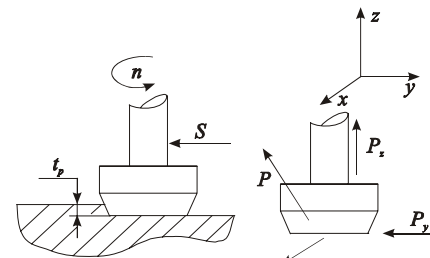


Рис. 3. Усилия резания, действующие на инструмент

$$P = P_0 + P_1(t), \quad (1)$$

где P_0 – квазистатическая составляющая усилий резания, $P_1(t)$ – полигармоническое воздействие, характерные частоты которого, как правило, намного ниже собственных частот колебаний элементов станочных приспособлений.

В связи с этим перемещения u и напряжения σ в элементах оснастки имеют вид:

$$u = u_0 + u_1(t), \quad (2) \quad \sigma = \sigma_0 + \sigma_1(t), \quad (3)$$

где слагаемые в правых частях соответствуют слагаемым в выражении (1).

В силу относительно низких частот возбуждающих нагрузок их воздействие на исследуемые элементы можно оценить по реакции на квазистатическое воздействие

$$P_2 = \max P_1(t), \quad (4)$$

соответственно,

$$u = u_0 + u_2, \quad (5) \quad \sigma = \sigma_0 + \sigma_2. \quad (6)$$

Таким образом, расчет прочностных и жесткостных характеристик элементов исследуемых приспособлений производится при действии квазистатических нагрузок

$$\bar{P} = \chi \cdot P_0, \quad (7)$$

где $\chi = 1 + P_2 / P_0$.

Рассмотрим действие усилий резания на элементы приспособления. Текущая точка приложения нагрузок \bar{P}_x , \bar{P}_y , \bar{P}_z имеет координаты x , y , z в системе координат, связанной с исследуемой деталью приспособления (рис. 4). Тогда статически эквивалентная система сил Q_x , Q_y , Q_z и моментов M_x , M_y , M_z вычисляется по соотношениям

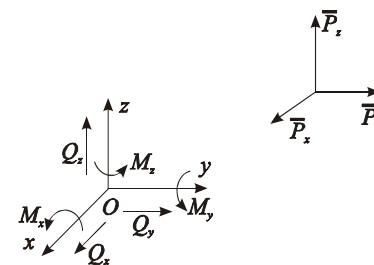


Рис. 4. Приведение усилий резания к системе сил и моментов

$$Q_x = \bar{P}_x; \quad (8) \quad Q_y = \bar{P}_y; \quad (9) \quad Q_z = \bar{P}_z; \quad (10)$$

$$M_x = P_z \cdot y - \bar{P}_y \cdot z; \quad (11) \quad M_y = P_x \cdot z - \bar{P}_z \cdot x; \quad (12) \quad M_z = P_y \cdot x - \bar{P}_x \cdot y. \quad (13)$$

Для каждого типа станка можно указать экстремальные значения сил, определяемые его техническими характеристиками. Область варьирования координат x, y, z ограничена размерами рабочей зоны станка. Таким образом, на основе анализа указанных факторов можно определить экстремальные нагрузки на элементы приспособлений, а также выделить доминирующие компоненты, когда это возможно.

Данный анализ, проведенный для приспособлений МДВ 7401.4007 (куб), МДВ 7401.4018 (подставка), МДВ 7401.4014 (угольник), МДВ 7401.4013 (угольник двухсторонний) с базовыми плитами МДВ 7401.4001, МДВ 7401.4002, МДВ 7401.4003, МДВ 7401.4004, позволяет определить характерные варианты расчетных схем, приведенные на рис. 5-8. При этом принимались в расчет следующие предельные величины (для станков типа ИР-500): $\bar{P}_x = 10$ кН; $\bar{P}_y = 5$ кН; $\bar{P}_z = 10$ кН; $\bar{M}_x = 700$ Нм.

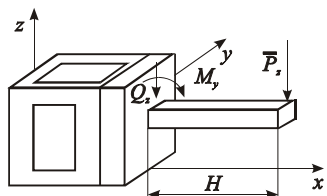


Рис. 5. Характерная схема нагружения усилиями резания куба МДВ 7401.4007: $Q_z = \bar{P}_z$, $M_y = \bar{P}_z \cdot H$

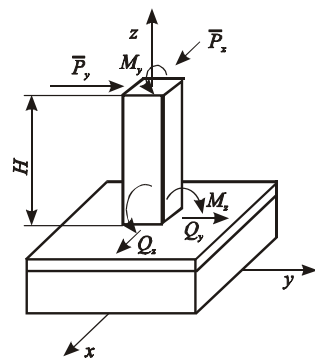


Рис. 6. Характерная схема нагружения усилиями резания подставки МДВ 7401.4018:

$$Q_x = \bar{P}_x, Q_y = \bar{P}_y, M_x = \bar{P}_y \cdot H$$

$$M_y = \bar{P}_x \cdot H$$

Рассмотрим модели граничных условий в сопряжениях „стол станка – базовый элемент (корпус) приспособления” (рис. 9). Усилие замыкания в сопряжении „корпус – стол станка” осуществляется при помощи системы болтов с усилиями затяжки Q_z .

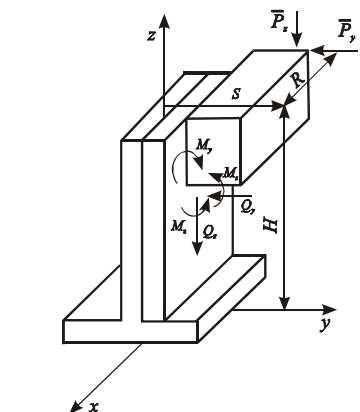


Рис. 7. Характерная схема нагружения усилиями резания угольника двухстороннего МДВ 7401.4013

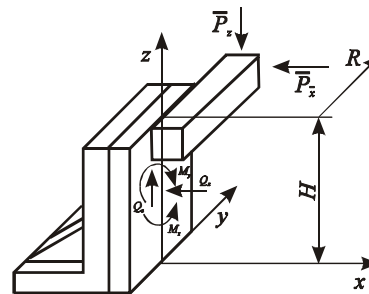


Рис. 8. Характерная схема нагружения усилиями резания угольника МДВ 7401.4014

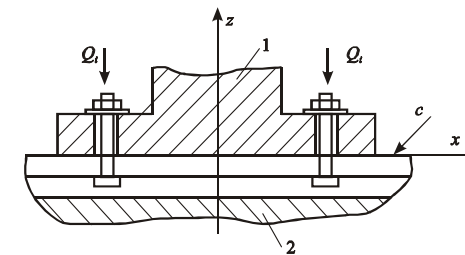


Рис. 9. Сопряжение „подшопа корпуса – стол станка”

Данные усилия должны обеспечивать:

- нераскрытие стыка C (так как его раскрытие может привести к резкому уменьшению жесткости приспособления и возбуждению его вибрации);
- отсутствие сдвигов и поворотов вдоль осей x, y и вокруг оси z соответственно.

При выполнении указанных требований на подошве корпуса реализуются условия следующего вида:

$$\vec{u} = 0. \quad (14)$$

Сопряжение базовых плит с посадочными плоскостями корпусов приспособлений осуществляется (рис. 10) системой крепежных элементов 2. В точках размещения крепежа реализуется жесткое защемление. По контуру Γ , соответствующему окнам на посадочных плоскостях базовых элементов приспособлений, характер сопряжения соответствует шарнирному опиранию.

Анализ геометрической формы исследуемых корпусов и базовых плит позволяет сделать следующие заключения. Корпусные элементы представляют собой сложные пространственные тела, для напряженно-деформированного состояния которых нельзя заранее выделить доминирующие компоненты и тем самым понизить размерность решаемой задачи. Плиты являются

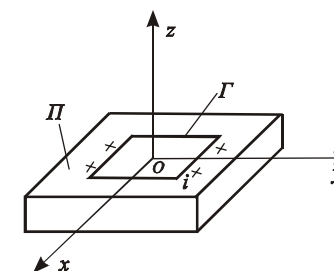


Рис. 10. Схема сопряжения базовой плиты с корпусом приспособления: Π – плоскость сопряжения; Γ – контур опирания; i – места размещения крепежных элементов

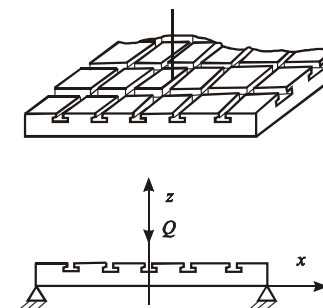


Рис. 11. Базовая плита с Т-образными пазами

прямоугольными пластинами с системой Т-образных пазов (рис. 11). Исследование напряженно-деформированного состояния плиты предполагает выполнение 2 этапов:

- 1) расчет плиты как пластины постоянной толщины;
- 2) определение влияния Т-образных пазов на прочностные и жесткостные характеристики плиты на примере узкой вырезанной полости.

Результаты, полученные на 1-м этапе, корректируются с помощью поправочных коэффициентов, определенных на 2-м этапе.

Таким образом, для анализа НДС базовых элементов (корпусов) исследуемых приспособлений и базовых плит под действием описанной выше системы нагрузок с соответствующими граничными условиями необходимо разработать методику, охватывающую плоские задачи, задачи изгиба пластин и 3-хмерное напряженно-деформированное состояние.

Поставленные задачи решаются при помощи различных методов, моделей и программных систем. В данной статье основное внимание уделяется одной из составляющих общей задачи, а именно определению жесткостных характеристик корпусных деталей приспособлений.

2. Жесткостные характеристики корпусных деталей приспособлений. Жесткость корпусных деталей приспособлений рамной конструкции в целом определяется надежностью и способом их закрепления на столе станка. Условие нераскрытия стыка в сопряжении приспособления со столом станка определяет работоспособность приспособления, а жесткостные характеристики закрепления служат оценочными величинами для определения вклада смещений корпусных деталей в баланс перемещений в подсистеме технологической системы „приспособление – инструмент – деталь”.

Рассмотрим перемещения корпусов приспособлений МДВ 7401.4007 (куб) и МДВ 7401.4018 (подставка) под действием сил резания P_x, P_y, P_z (P_1, P_2, P_3) (рис. 12). Пусть заданы габаритные размеры приспособления $A \times B \times C$ и координаты точки приложения нагрузки ($\alpha = \alpha_1, \beta = \alpha_2, \gamma = \alpha_3$). Усилия Q приложены в угловых точках 1, 2, 3, 4 подошвы корпуса.

Рассмотрим перемещения корпусов приспособлений МДВ 7401.4007 (куб) и МДВ 7401.4018 (подставка) под действием сил резания P_x, P_y, P_z (P_1, P_2, P_3) (рис. 12). Пусть заданы габаритные размеры приспособления $A \times B \times C$ и координаты точки приложения нагрузки ($\alpha = \alpha_1, \beta = \alpha_2, \gamma = \alpha_3$). Усилия Q приложены в угловых точках 1, 2, 3, 4 подошвы корпуса.

Перемещение данной системы описывается диаграммой, представленной на рис. 13:

Перемещение данной системы описывается диаграммой, представленной на рис. 13:

$$u = \begin{cases} 0, & p \leq p^*, \\ \mu p - u^*, & p > p^*, \end{cases} \quad (15)$$

где u, p – обобщенные перемещения и усилия соответственно, p^* – предельное значение нагрузки, при котором происходит раскрытие стыка в сопряжении „подошва корпуса – стол станка”, μ – податливость корпуса.

Рассмотрим различные варианты отрыва корпуса от стола станка:

1. Опрокидывание вдоль ребер $x = \pm B/2$ (рис. 14);
2. Опрокидывание вдоль ребер $y = \pm A/2$ (рис. 15).

1. Предельное значение внешней нагрузки удовлетворяет условию:

$$p_3^* \alpha_2 - p_2^* \alpha_3 = \pm 2QB. \quad (16)$$

Соответственно, при действии только одного усилия:

$$p_2^* = \mp 2Q(B/\alpha_3), \quad (17)$$

$$p_3^* = \mp 2Q(B/\alpha_3), \quad (18)$$

Максимальные перемещения корпуса вдоль координаты x_i под действием усилия P_j представимы в виде:

$$u_{ij} = \mu_{ij} \cdot P_j - u_i^*, \quad (19)$$

где μ_{ij} – характеристики податливости.

Из условий равновесия корпуса приспособления искомые величины μ_{ij}, u_i^*, p_j^* определяются по соотношениям, сведенным в табл. 1, 2.

2. При опрокидывании корпуса вдоль ребер $y = \pm A/2$ значения μ_{ij}, u_i^*, p_j^* определяются аналогично (табл. 3, 4).

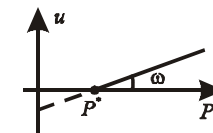


Рис. 13. Зависимость „перемещения – усилия” для приспособления, закрепленного системой болтов, под действием внешних сил

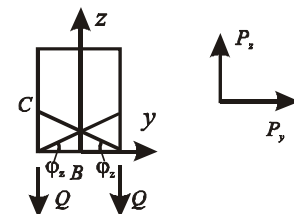


Рис. 14. Схема опрокидывания приспособления относительно оси x

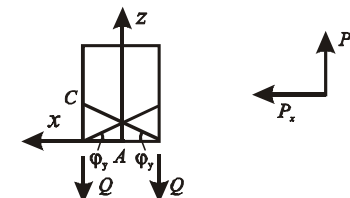


Рис. 15. Схема опрокидывания приспособления относительно оси y

Таблица 1

Коэффициенты податливости μ_{ij}

i	j		
	1	2	3
1	0	0	0
2	0	$\pm c\alpha_3 / 2B^2G$	$\pm c\alpha_2 / 2B^2G$
3	0	$\mp \alpha_3 / 2BG$	$\pm \alpha_2 / 2BG$

В табл. 1-4 введено обозначение: G – жесткость болтов, определяемая соотношением

Таблица 2

Значения предельных усилий p_K^* и параметров u_K^*

K	1	2	3
p_K^*	0	$2QB/\alpha_3$	$2QB/\alpha_2$
u_K^*	0	Qc/BG	Q/G

Таблица 3

Коэффициенты податливости μ_{ij} при опрокидывании относительно ребер $y = \pm A/2$

i	j		
	1	2	3
1	$\mp c\alpha_3/2A^2G$	0	$\pm c\alpha_1/2A^2G$
2	0	0	0
3	$\pm c\alpha_3/2AG$	0	$\mp c\alpha_1/2AG$

Таблица 4

Значения предельных усилий p_K^* и параметров u_K^*

K	1	2	3
p_K^*	$-2QA/\alpha_3$	0	$2QA/\alpha_1$
u_K^*	cQ/AG	0	Q/G

$$G = EF/l, \quad (20)$$

где E – модуль упругости материала болта; l , F – его длина и площадь поперечного сечения ($F = \pi d^2/4$, d – диаметр болта).

Численные значения искомых параметров для куба и подставки определяются по исходным данным, сведенным в табл. 5.

Значения параметров μ_{ij} ,

u_i^* , p_j^* сведены в табл. 6.

Анализ данных, сведенных в табл. 6, позволяет отметить следующее:

- податливость куба в целом превышает податливость подставки в 1,5÷11 раз в зависимости от направления;
- наибольшую податливость куб имеет в направлении осей x , y при действии усилий в одноименных направлениях;

Таблица 5

Основные геометрические параметры куба и подставки, мм

Параметры	Куб	Подставка	Параметры	Куб	Подставка
A , мм	300	450	α_1 , мм	800	800
B , мм	300	450	α_2 , мм	800	800
C , мм	550	110	α_3 , мм	1000	1000
l , мм	100	100	E , МПа	$2,1 \cdot 10^5$	$2,1 \cdot 10^5$
d , мм	22	22	Q , кН	80	80

- наименьшая податливость куба наблюдается в направлении оси z от действия усилия P_z ;

- наибольшая податливость подставки достигается в направлении оси z при действии усилия P_z ;

- наименьшее критическое значение $p_j^* = 48$ кН (для куба в направлении осей x , y).

Следовательно, величина усилий затяжки болтов \bar{Q} должна подбираться из условия:

$$\bar{Q} = K_Q \cdot 80/48P, \quad (21)$$

где K_Q – коэффициент запаса, или:

$$\bar{Q} = 1,67K_Q P.$$

Таблица 6

Параметры μ_{ij} , u_i^* , p_j^* для куба и подставки

Параметр	Куб – опрокидывание		Подставка – опрокидывание	
	$x = \pm B/2$	$y = \pm A/2$	$x = \pm B/2$	$y = \pm A/2$
μ_{11} , мкм/кН	0	3,82	0	0,34
μ_{13} , мкм/кН	0	3,06	0	0,27
μ_{22} , мкм/кН	3,82		0,34	0
μ_{23} , мкм/кН	3,06		0,27	0
μ_{31} , мкм/кН	0	2,08	0	1,39
μ_{32} , мкм/кН	2,08	0	1,39	
μ_{33} , мкм/кН	1,66	1,66	1,11	1,11
p_1^* , кН	0	48	0	72
p_2^* , кН	48	0	72	0
p_3^* , кН	60	60	90	90
u_1^* , мкм	0	180	0	24
u_2^* , мкм	180	0	24	0
u_3^* , мкм	100	100	100	100

Ориентируясь на величину усилия резания $P = 10$ кН для станков типа ИР-500, можно сказать, что при использовании крепежных болтов с первоначальной затяжкой 80 кН условие нераскрытия стыка в сопряжении „подошва корпуса – стол станка” выполняется с запасом $K_Q = 4,8$.

3. Определение рациональных конструктивных параметров базовых приспособлений. При выборе рациональных конструктивных параметров

элементов приспособлений рамной конструкции принимается во внимание целый комплекс критериев: технологические требования; конструктивные соображения; стремление к минимальной металлоемкости, снижению трудоемкости изготовления и т.д. Ввиду указанных критериев одно из главных мест принадлежит требованию обеспечения необходимого уровня прочности и жесткости корпуса как составного элемента технологической системы „станок – приспособление – инструмент – деталь”.

Как показали исследования, уровень напряжений в исследуемых корпусах приспособлений достаточно низкий, в связи с чем критерий прочности не является определяющим при выборе их конструктивных параметров.

Ниже представлены результаты сопоставления податливости (жесткостей) корпусов и базовых плит как основных элементов, определяющих жесткость приспособления в целом (рис. 16).

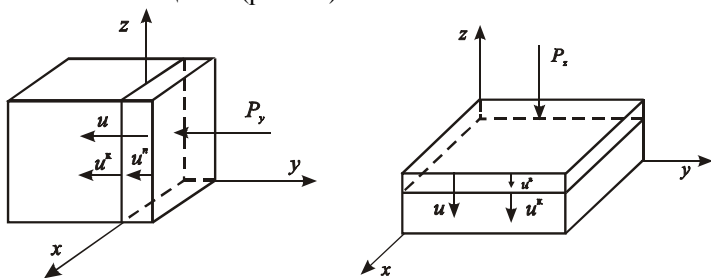


Рис. 16. Суммирование перемещений в системе „корпус – базовый элемент”

При анализе баланса перемещений в системе „корпус – базовая плита” необходимо учитывать их последовательное соединение, в результате чего суммарные перемещения в данной системе получаются сложением перемещений корпуса и плиты. В силу обстоятельства суммируются также податливости указанных элементов, образуя суммарную податливость приспособления:

$$u = u_k + u_n, \quad (22) \quad \mu = \mu_k + \mu_n, \quad (23)$$

где u – перемещения, μ – податливости (индексы „к”, „п” относятся к корпусу и плите соответственно).

Используя обозначение характеристик податливости, принятые выше, а также результаты расчета базовых плит, приведенные в [5, 6], получаем для плит, размещенных на кубе МДВ 7401.4007: $\bar{\mu}_{11}^n (\bar{\mu}_{22}^n) = 0,07$ (мкм/кН) – для случая центрального действия сил P_1, P_2 ; $\bar{\mu}_{11}^k (\bar{\mu}_{22}^k) = 1,33$ (мкм/кН) – для периферийного расположения зоны резания в рабочем пространстве станка.

Для плит, размещенных на подставке МДВ 7401.4018, получаем: $\bar{\mu}_{33}^n = 0,1$ (мкм/кН); $\bar{\mu}_{33}^n = 0,9$ (мкм/кН) соответственно для центрального и периферийного расположения зон резания. С учетом поправочных коэффициентов, полученных в [5, 6], справедливы следующие оценки коэффициен-

тов податливости: $\bar{\mu}_{22}^n = 3,86$ (мкм/кН); $\bar{\mu}_{22}^n = 2,6$ (мкм/кН). Сравнение данных параметров с коэффициентами податливости корпусов приспособлений показывает, что для куба податливость примерно равна податливости корпуса, для подставки данная податливость в 2,3 раза выше податливости корпуса. В связи с этим жесткостью приспособления в целом эффективнее управлять при помощи варьирования конструктивных параметров базовой плиты, размещенной на кубе.

4. Выбор рациональных конструктивных параметров приспособлений. Сравнивая результаты расчета элементов базовых приспособлений, следует отметить, что предложенный набор конструктивных параметров обеспечивает работоспособность исследуемых конструкций, прочность отдельных элементов, условия нераскрытия стыка в сопряжении „корпус – стол станка”, а также рациональное сочетание жесткостных характеристик корпусов и базирующих элементов.

В качестве возможных рекомендаций при выборе конструктивных технологических параметров приспособлений можно отметить следующее:

1. При необходимости ужесточения куба этой цели можно в первую очередь достичь за счет введения дополнительной опорной поверхности в центральной части плоскости сопряжения „плита-корпус”.

2. Увеличение числа мест крепежа плит на корпусе дает больший эффект для куба и меньший – для подставки.

3. Для обеспечения неотрыва приспособлений от стола станка усилия затяжки болтов должны быть как минимум в 2÷3 раза выше усилий резания.

4. При незатяжке хотя бы одного из четырех крепежных болтов усилие опрокидывания приспособления уменьшается в 2 раза, поэтому необходимо обеспечение надежной и равномерной их затяжки.

5. При расчете баланса перемещений в технологической системе необходимо учитывать перемещения корпусов и плит приспособлений с соответствующим коэффициентам податливости μ . При этом ориентировочно для куба усилие резания $P = 1$ кН приводит к перемещению приспособления в целом примерно на 4,0 мкм. Для обеспечения необходимой точности соответственно необходимо уменьшать усилие P .

Заключение. Проведенный комплекс теоретических исследований прочностных и жесткостных характеристик корпусных и базирующих элементов приспособлений рамной конструкции позволяет отметить следующее.

1. Предложенный набор конструктивных параметров корпусов и базовых плит обеспечивает при действии эксплуатационных усилий работу материала деталей в упругой области и высокую жесткость приспособлений в целом.

2. Закрепление приспособлений на столе станка при помощи винтов М22 с усилием затяжки 80 кН обеспечивает при уровне усилий резания 10 кН пятикратный запас по критерию отсутствия раскрытия стыка в сопряжении „подошва корпуса–стол станка”.

3. Необходим тщательный контроль усилий затяжки крепежных элемен-

тов, т. к. незатяжка хотя бы одного из них в 2 раза снижает устойчивость приспособления к опрокидыванию.

4. При анализе жесткости базовых плит необходимо учитывать влияние Т-образных пазов, которые в 3 раза увеличивают их прогибы.

5. Базовые плиты являются более податливым элементом подсистемы „корпус – базирующий элемент”, в связи с чем ужесточения приспособления при необходимости можно в первую очередь достигнуть за счет базовых плит путем введения для них дополнительных опорных площадок и увеличения количества мест крепления.

6. Для надежного закрепления приспособлений усилия крепления должны как минимум в 2÷3 раза превышать уровень действующих сил резания.

В дальнейшем на основе полученных результатов и метода обобщенного параметрического описания элементов сложных механических систем планируется разработка методов исследования жесткостных и прочностных характеристик приспособлений с целью научно обоснованного выбора их рациональных, конструкторских и технологических параметров, структуры и режимов эксплуатации.

Список литературы. 1. *Ткачук Н.А., Ряховский А.В., Кузнецова Л.Г., Ткачук Г.В.* Влияние Т-образных пазов на прочностные и жесткостные характеристики базовых плит // Вопросы оборонной техники. – 1993. – Сер. 2, вып.3-4 (247–248). – С.28-35. 2. *Ряховский А.В., Бых А.И., Мовшиович А.А.* Исследование точностных параметров изготовления элементов унифицированной технологической оснастки // Механiка та машинобудування.– 2003.– № 1.– Том 2.– С.308-312. 3. *Борончукова И.М., Гусев А.А.* Проектирование технологии автоматизированного машиностроения. – М.: Высшая школа, 1999. – 416 с. 4. *Кочетков А.М., Жолткевич Н.Д., Мовшиович И.Я., Глуценко В.И.* Концепция создания отраслевой системы ускоренной технологической подготовки производства на базе универсально–сборной перенастраиваемой технологической оснастки // Вопросы оборонной техники. – 1990. – Сер. 2, вып.10 (229).– С.3-7. 5. *Глуценко В.И., Кобзев А.С.* Механизированная станочная оснастка – эффективное средство повышения производительности станков // Вопросы оборонной техники. – 1990. – Сер. 2, вып.10 (229).– С.8-13. 6. *Назарова О. П., Ткачук А.В., Литвиненко А.В.* Специализированная система расчетно-экспериментальное исследование базовых плит для оснащения приспособлений для станков с числовым программным управлением и обрабатывающих центров // Вісник НТУ “ХПІ”. Тем. вип. „Машинознавство та САПР”. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2005. – № 60. – С. 121-130. 7. *Капустин А.А., Ткачук Н.А.* Расчетно-экспериментальный метод исследования деформаций элементов механических систем // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ – 1999.– вып.53.– С.148-155. 8. *Ткачук Н.А.* Комбинированные расчетно-экспериментальные методы исследования прочностных и жесткостных характеристик элементов технологических систем // Механiка та машинобудування. – 1999. – № 1.– С.37-46. 9. *Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н., Бруль С.Т.* Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Механiка та машинобудування. – 2006. – № 1.– С.57-79. 10. *Грановский Г.И., Грановский В.Г.* Резание металлов. – М.: Высш. школа, 1985. – 304 с.

Поступила в редколлегию 21.02.2007

УДК 623.438:539.3

Е.В. ПЕЛЕСКО, Н.Н. ТКАЧУК, Г.Д. ГРИЦЕНКО, канд. техн. наук,
Н.А. ТКАЧУК, докт. техн. наук, НТУ „ХПИ”

СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЙ ИНТЕГРИРОВАННЫЙ ПРОГРАММНО-МОДЕЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС НА ОСНОВЕ ОБОБЩЕННОГО ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО ОПИСАНИЯ СЛОЖНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

У статті описані основи теорії узагальненого параметричного опису складних механічних систем. Пропонується новий підхід до технології досліджень їх напружено-деформованого стану, який полягає в інтеграції спеціалізованих параметричних моделей в універсальні програмні комплекси. Наведені результати досліджень корпусів легкоброньованих машин.

Bases of theory of the generalized parametrical description of complicated mechanical systems are described in the article. New approach is offered to technology of researches of its stressedly-deformed state which consists in integration of the specialized parametrical models in universal programmatic complexes. The results of researches of corps of the lightly armoured machines are presented.

1. Состояние вопроса и постановка задач исследований. Последние тенденции развития технологий проектирования и производства новых видов продукции указывают на то, что использование современных универсальных систем автоматизированного проектирования, изготовления и исследования позволяет существенно сократить сроки от первых эскизов до серийного выпуска готовой продукции [1-4]. Кроме временных ресурсов, также существенно уменьшаются расходы на всех этапах проектирования, исследования, создания опытных образцов, подготовки серийного производства. Однако использование универсальных систем сопряжено с рядом проблем. Одним из самых важных вопросов остается сохранение двунаправленной параметризации по всей цепочке используемых систем, что на данном этапе – неразрешимая проблема для универсальных коммерческих систем.

Решить указанную проблему позволяет применение обобщенного параметрического подхода, суть которого заключается в расширении области параметров геометрической модели параметрами физической и численной моделей, создаваемых на базе геометрической. Примерами таких параметров могут быть условия нагружения и закрепления, параметры конечно-элементной сетки и др. На основе обобщенного параметрического подхода производится построение пространственных геометрических и конечно-элементных моделей исследуемых объектов.

На основе разработанных математических моделей и обобщенного параметрического подхода [1-4] предлагается новая технология исследований с реализацией в виде специализированного интегрируемого программно-модельного комплекса для решения задач анализа и синтеза элементов механических систем по критериям прочности и жесткости в условиях импульс-