



МЕХАНИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ДРЕВЕСИНЫ И ДРЕВЕСИНОВЕДЕНИЕ

УКД 621.931

В.И. Малыгин, П.В. Перфильев

Филиал «Севмашвтуз» С.-Петербургского государственного
морского технического университета

Малыгин Владимир Иванович родился в 1952 г., окончил в 1979 г. Университет Дружбы народов им. П. Лумумбы, доктор технических наук, профессор, действительный член АИИ РФ, проректор по научной работе филиала «Севмашвтуз» С.-Петербургского государственного морского технического университета. Имеет более 170 научных работ в области математического моделирования физических процессов при резании.

E-mail: rector@sevmashvtuz.edu.ru



Перфильев Павел Валентинович родился в 1965 г., окончил в 1987 г. Севмашвтуз, главный конструктор РосМТК. Имеет более 10 научных работ в области систем автоматизированного проектирования.

E-mail: rector@sevmashvtuz.edu.ru



МЕТОДЫ ОПТИМИЗАЦИИ И ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ДЕРЕВОРЕЖУЩИХ ФРЕЗ ПРИ СТЕНДОВОМ И МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ. IV. АНАЛИТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ДЕРЕВОРЕЖУЩИХ ФРЕЗ ПО НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОМУ СОСТОЯНИЮ

Выполнена оценка качества сборного режущего инструмента с помощью математического моделирования напряженно-деформированного состояния сборных дерево-режущих фрез.

Ключевые слова: сборный инструмент, дерево-режущие фрезы, напряженно-деформированное состояние, эксплуатационная точность, жесткость, податливость.

Рассмотренные ранее методы и технические средства диагностики и неразрушающего экспресс-контроля сборного инструмента на примере дерево-режущих фрез позволяют решать вопросы его качества в общем комплексе обеспечения надежности только по факту готового инструмента на стадиях изготовления (выходной контроль) и эксплуатации (входной контроль). Известно, что по факту выявленных недостатков разрабатываются рекомендации по проектированию инструмента, но в этом случае анализу подвергаются только инструменты, находящиеся в наличии, а не весь возможный спектр выбора оптимальной конструкции. Но такой путь не позволяет решать задачу оперативно. Отсутствие в настоящее время достаточно надежных методик расчета сборного инструмента привело к появлению

множества параллельно существующих конструкций, отличающихся друг от друга способом соединения элементов и отдельными конструктивными решениями.

Однако практика свидетельствует о необходимости выбора наиболее рациональных решений, обеспечивающих надежность и качество технологического процесса механической обработки древесины на стадии проектирования либо технологического процесса, либо самого инструмента. Отсутствие расчетных методик связано, прежде всего, с отсутствием в настоящее время однозначного ответа о количественной зависимости критериев работоспособности инструмента от различных физических факторов. Решение этого вопроса возможно лишь при условии комплексного подхода к созданию физических моделей, которые позволили бы дать такой ответ путем моделирования физических процессов при резании и своевременного изменения физико-механических характеристик инструментального материала, напряженно-деформированного состояния режущей пластины (ножа), параметров вибраций. Кроме того, этот путь мог бы дать ответ на вопрос о взаимосвязи отдельных физических факторов, что очень трудно выявить в реальных условиях резания. Наиболее реальным с практической точки зрения является путь итерации, т. е. постепенного повышения точности и достоверности прогноза по отношению к качеству инструмента в соответствии с предложенным алгоритмом [4]. Первой ступенью этого может быть создание расчетных методик на базе классических подходов. В частности существуют установленные зависимости качества сборного инструмента от его напряженно-деформированного состояния, что позволяет на первом этапе решать поставленную задачу методами сопротивления материалов [5].

Для оценки напряженно-деформированного состояния (НДС) режущих пластин (РП) предложена расчетная модель, в которой пластину принимают за балку, лежащую на упругом основании и нагруженную системой сил резания и крепления (рис. 1). Для упрощения расчетов приняты следующие допущения: режущая пластина является абсолютно жесткой; все деформации происходят за счет смещений в стыках; жесткость стыка постоянна. С учетом принятых допущений и условия линейной зависимости выразим реакции r упругого основания от смещения y в стыке:

$$r(y) = r_0 + ay.$$

Здесь a и r_0 – постоянные, определяемые из условия равновесия тела на плоскости:

$$\Sigma z = 0; \quad \Sigma y = 0; \quad \Sigma M_A = 0,$$

где Σz и Σy – суммы проекций сил на соответствующие оси;

ΣM_A – сумма моментов всех сил относительно точки А.

Рис. 1. Расчетная модель узла крепления РП сборной фрезы (Q_1 , Q_2 , q , M_2 – усилия воздействия на РП от элементов узла крепления)

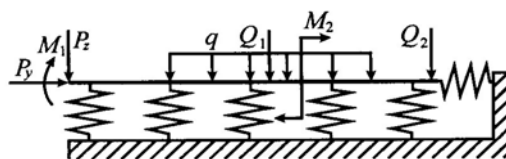
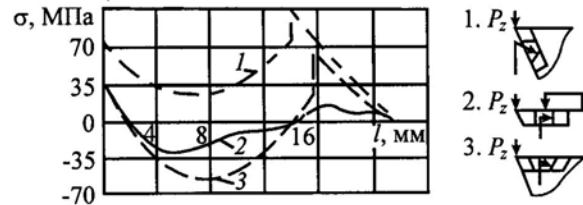


Рис. 2. Напряженно-деформированное состояние РП при различных вариантах его закрепления: 1 – тангенциальное, 2 – комбинированное, 3 – винтовое (l – длина РП)



Определим изгибающий момент в сечении y :

$$M(y) = M_1 - P_z y + 1/6 y^2 (3r_0 + ay) + M(Q), \quad (1)$$

где M_1 – изгибающий момент при вершине режущей пластины;

P_z – тангенциальная составляющая силы резания;

$M(Q)$ – изгибающий момент от сил крепления режущей пластины.

Формула (1) предполагает контакт режущей пластины с опорной поверхностью по всей ее длине. Если контакт осуществляется на части длины, то третье слагаемое уравнения принимает следующий вид:

$$M(Q) \begin{cases} \frac{1}{6} y^2 (3r_0 + ay), & \text{если } y < b; \\ \frac{1}{2} r_0 b (y - \frac{1}{3} b), & \text{если } y \geq b. \end{cases}$$

Рассчитаем напряжения в режущих пластинах по известной зависимости

$$\sigma(y) = \frac{M(y)}{W(y)}, \quad (2)$$

где $W(y)$ – момент сопротивления сечения y .

Представленные на рис. 2 результаты расчетов для различных способов механического крепления режущих пластин свидетельствуют о значительной разнице НДС как по величине, так и по знаку. (Следует отметить, что наиболее неблагоприятными являются растягивающие напряжения.)

Несмотря на очевидную значимость результатов расчета и эксперимента, упрощенная методика не позволяет говорить о полной достоверности результатов в связи с принятыми ранее допущениями. В целях уточнения расчетов напряженно-деформированного состояния режущей пластины необходимо учитывать ее деформацию, которая будет зависеть от жесткости самой пластины. Условия внецентренного нагружения режущей пластины силой резания в районе ее вершины задают условия переменной жесткости в различных сечениях. Для определения напряжений в этом случае необходимо составить дифференциальное уравнение изгиба балки на упругом основании:

$$\left[EJ \frac{d^2 f(y)}{dy^2} \right]'' = q_z + r(y), \quad (3)$$

где E – модуль упругости материала;

J – момент инерции сечения;

$f(y)$ – деформация пластины;

q_z – внешняя нагрузка;
 M_y – опорная реакция;
 $r(y) = -kf(y)$.

Решение уравнения (3) с использованием функций Крылова будет иметь следующий вид:

$$f(y) = f(0)Y_1(y) + f'(0)Y_2(y) + f''(0)Y_3(y) + f'''(0)Y_4(y) + Y^*(y). \quad (4)$$

Здесь $Y_1(y), Y_2(y), Y_3(y), Y_4(y)$ – функции Крылова;

$f(0), f'(0), f''(0), f'''(0)$ – константы;

$Y^*(y)$ – частное решение уравнения (3), которое определяется характером внешних нагрузок,

$$Y^*(y) = \frac{1}{EJ} \sum \left\{ MY_3(y-d) + \sum Q_i Y_4(y-a_i) - \frac{q}{4\beta^4} [Y_1(y-c_1) - Y_1(y-c_2)] \right\}, \quad (5)$$

где M – изгибающий момент, приложенный в сечении с координатой d ;

Q_i – сила крепления пластины, приложенная в точке с координатой a_i ;

q – распределенная нагрузка, действующая на участке $c_1 - c_2$;

$$4\beta^4 = \frac{k}{EJ}.$$

Изгибающий момент в рассматриваемом сечении

$$M(y) = \frac{f''(y)}{EJ}. \quad (6)$$

Величину $f''(y)$ определяют двукратным дифференцированием уравнения (4):

$$f''(y) = -4\beta^4 f(0)Y_3(y) - 4\beta^4 f'(0)Y_4(y) + \frac{M_1}{EJ} Y_1(y) + \frac{P_z}{EJ} Y_2(y) + \frac{1}{EJ} \sum \left\{ MY_1(y-d) - \sum Q_i Y_2(y-a_i) + q[Y_3(y-c_1) - Y_3(y-c_2)] \right\}. \quad (7)$$

В формулах (5) и (7) буква «л» означает, что в эту часть входят только те слагаемые, которые располагаются левее рассматриваемого сечения (см. рис. 1).

Напряжения определяют по формуле (2), т. е. формулы (2), (4), (6) полностью описывают напряженно-деформированное состояние режущей пластины. Для определения поперечной силы в сечении необходимо продифференцировать по y выражение (6):

$$Q(y) = \frac{f'''(y)}{EJ}.$$

Константы $f(0)$ и $f'(0)$ находят из граничных условий, в качестве которых принимают поперечную силу и изгибающий момент на правом конце пластины (рис. 1):

$$\frac{f''(l)}{EJ} = M_{\text{прав}}; \quad \frac{f'''(l)}{EJ} = Q_{\text{прав}}.$$

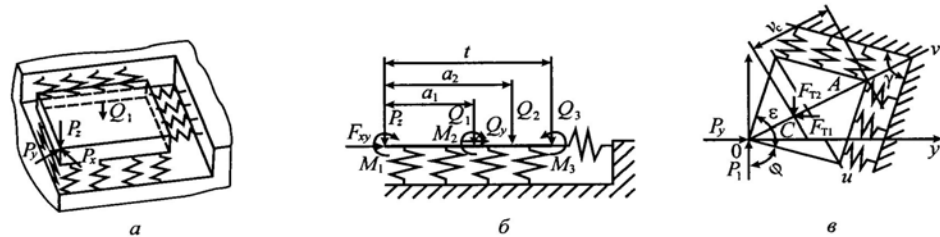


Рис. 3. Расчетная схема сборного режущего инструмента: *a* – общий вид; *б, в* – плоская расчетная схема вдоль оси *v* и в плане

Таким образом, правильно выбрать конструктивное решение сборного режущего инструмента можно по наименьшей величине напряжений в режущей пластине.

Для дереворежущего инструмента важным критерием оценки качества является точность. Если для цельных фрез геометрическая точность обеспечивается путем их заточки, то для сборных этого явно недостаточно по той причине, что в процессе работы под действием сил резания узел крепления режущей пластины (ножа) подвергается деформации за счет смещения элементов конструкции в стыках (это было показано при стендовых испытаниях узлов крепления фрез на статическую жесткость). Для оценки влияния этого фактора можно предложить на стадии проектирования инструмента использовать методику, основанную на расчетной схеме, представленной на рис. 3 [1].

В отличие от общепринятого направления координатных осей при определении НДС режущей пластины оси Ox и Oy расположены параллельно опорной поверхности сменной многогранной пластины (СМП), при этом ось Oy лежит в плоскости, параллельной оси фрезы v (рис. 4, *a*). Режущую пластину, установленную в гнезде корпуса инструмента, принимают за абсолютно твердое тело, опорную поверхность гнезда и его боковые грани – за упругие основания. Обычно в подобных задачах упругое основание считается винклеровским, т. е. реакция r такого основания пропорциональна смещению f пластины: $r = -kf$. В данном случае необходимо учитывать возможность раскрытия стыка между СМП и корпусом, поэтому реакцию упругого основания определим следующей зависимостью:

$$r_i = \begin{cases} 0 & \text{при } f_i > 0 \\ -kf_i & \text{при } f_i \leq 0, \end{cases}$$

где r_i и f_i – опорная реакция и смещение СМП в i -м направлении;
 k – коэффициент жесткости стыка.

Положительное направление смещения пластины соответствует раскрытию стыка между СМП и корпусом инструмента. Для упрощения расчетов были приняты следующие допущения:

- абсолютно жесткие СМП (если можно принять жесткость режущей пластины как минимум на порядок больше жесткости стыка);
- все деформации происходят в результате смещений в стыке;

незначительные углы поворота СМП;
 постоянный коэффициент жесткости стыка.

Перечисленные допущения, естественно, уменьшают точность расчетов, но позволяют на основе простых зависимостей оценивать различные конструкции сборных режущих инструментов уже на стадии проектирования.

Известны различные методы классификации сборного режущего инструмента. При оценке динамической точности настройки, учитывая условия резания и соответственно характер нагружения режущей пластины, сборный режущий инструмент по оснащению удобно разбивать на две группы: 1 – с ножами, 2 – с многогранными пластинами правильной формы.

Расчетную схему для сборного режущего инструмента группы 1 (рис. 3, б) можно представить как частный случай комплексной расчетной схемы (см. рис. 3, а). Поэтому далее будем рассматривать только общий случай с режущей пластиной, находящейся в сложном НДС. Как известно, сложное напряженное состояние можно представить суммой нескольких более простых. В нашем случае НДС режущей пластины представим в виде суммы двух составляющих: первая получается в результате нагружения и смещения СМП в направлении оси Oz (рис. 3, б), вторая – при анализе деформаций и смещений СМП в плоскости самой режущей пластины (рис. 3, в). Необходимо отметить, что процесс нагружения режущей пластины следует разделить на две стадии:

I стадия соответствует закреплению СМП. На этой стадии нагружения режущей пластины силы резания отсутствуют, можно определить смещение ее вершины только под действием сил закрепления пластины (так называемое предварительное смещение пластины). Это смещение, равное смещению вершины СМП вследствие погрешностей изготовления пластины и гнезда корпуса, обычно учитывают при размерной настройке инструмента вне станка или устраняют путем заточки (для ножей).

II стадия нагружения соответствует непосредственно процессу резания. В этом случае на смещение вершины СМП оказывают влияние как силы закрепления, так и силы резания, причем смещения при размерной настройке инструмента вне станка уже не могут быть учтены.

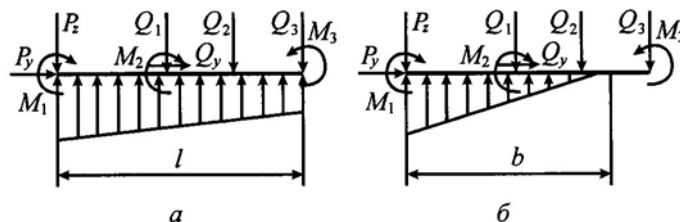


Рис. 4. Расчетные схемы для определения реакций на опорной поверхности СМП (b – длина пятого контакта РП с опорной поверхностью): a – при полном контакте СМП с опорной поверхностью; $б$ – при неполном

Для определения смещения вершины режущей пластины необходимо из условий статического равновесия найти опорные реакции на поверхностях контакта СМП с корпусом. Более подробно эти вопросы рассмотрены в работах [2, 3, 5, 6].

Определим реакции r_1 и r_2 упругого основания в зависимости от формы контакта СМП с опорной поверхностью:

полный контакт (рис. 4, а):

$$r_1 = \frac{6[M_1 + M_2 - M_3] + \sum_{i=1}^3 Q_i(3a_i - l) - 2P_z l}{l^2};$$

$$r_2 = \frac{2\left(P_z + \sum_{i=1}^3 Q_i\right)}{l} - r_1;$$

неполный контакт (рис. 2, б):

$$r_1 = 0;$$

$$r_2 = \frac{2\left(P_z + \sum_{i=1}^3 Q_i\right)^2}{3\left(M_1 + M_2 - M_3 + \sum_{i=1}^3 Q_i a_i\right)};$$

$$b = \frac{3\left(M_1 + M_2 - M_3 + \sum_{i=1}^3 Q_i a_i\right)}{P_z + \sum_{i=1}^3 Q_i},$$

где $M_1 = \left[P_y \sin\left(\varphi - \frac{\varepsilon}{2}\right) + P_x \cos\left(\varphi + \frac{\varepsilon}{2}\right) \right] \frac{s}{2};$

P_x, P_y, P_z – составляющие силы резания;

φ – главный угол в плане;

ε – угол при вершине СМП;

M_2, M_3 – сосредоточенные моменты, обусловленные эксцентричным приложением сил закрепления СМП относительно ее средней плоскости;

Q_i – сила закрепления СМП;

a_i – расстояние от точки приложения силы Q_i до вершины СМП;

s – толщина СМП;

l – длина СМП по диагонали.

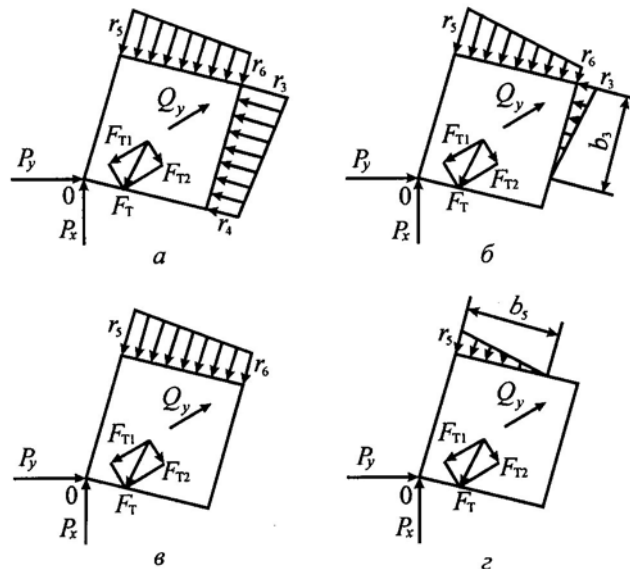
Определим опорные реакции $r_3 - r_6$ на боковых сторонах гнезда корпуса в зависимости от формы контакта СМП с гнездом корпуса:

полный контакт СМП двумя боковыми гранями (рис. 5, а):

$$r_3 = -A + B/4 + C/2; r_4 = A/2 + B/4 - C/2;$$

$$r_5 = -A/2 + B/4 + C/2; r_6 = A + B/4 - C/2,$$

Рис. 5. Расчетные схемы для определения опорных реакций на боковых гранях СМП: *а* – полный контакт по двум граням; *б* – полный контакт по одной и неполный по другой грани; *в* – полный контакт по одной грани; *г* – неполный контакт по одной грани



$$\text{где } A = 2 \left[P_x \sin \left(\varphi + \frac{\varepsilon}{2} \right) + P_y \cos \left(\varphi + \frac{\varepsilon}{2} \right) - F_T \right] \frac{1}{l_k \cos \gamma};$$

F_T – результирующая сила трения между СМП и опорной поверхностью,

$$F_T = \left[P_z + \sum_{i=1}^3 Q_i \right] f;$$

f – коэффициент трения между СМП и корпусом;

l_k – длина главной режущей кромки СМП;

γ – угол между боковыми сторонами гнезда корпуса;

$$B = 2 \left[-P_x \cos \left(\varphi + \frac{\varepsilon}{2} \right) + P_y \sin \left(\varphi + \frac{\varepsilon}{2} \right) + Q_y - F_T \right] \frac{1}{l_k \sin \gamma};$$

Q_y – сила закрепления СМП;

$$C = 6 \left[P_x l \sin \left(\varphi + \frac{\varepsilon}{2} \right) + P_y \cos \left(\varphi + \frac{\varepsilon}{2} \right) - F_T v_c \right] \frac{1}{l_k^2};$$

v_c – наибольшее плечо действия силы трения (см. рис. 3, в);

полный контакт СМП одной боковой гранью и неполный контакт другой (рис. 5, б):

$$\begin{aligned} r_3 &= \frac{(B - A)l_k}{2b_3}; & r_4 &= 0; \\ r_5 &= C - \frac{(B + A)}{2} + \frac{(B - A)b_3}{2l_k}; \\ r_6 &= B + A - C - \frac{(B - A)b_3}{2l_k}; \end{aligned}$$

полный контакт СМП только одной боковой гранью (рис. 5, в):

$$r_3 = 0; \quad r_4 = 0;$$

$$r_5 = C_1 - B_1 - \frac{3(A_1 - B_1)v_c \cos \gamma}{l_k};$$

$$r_6 = -C_1 + 2B_1 + \frac{3(A_1 - B_1)v_c \cos \gamma}{l_k},$$

где $A_1 = 2 \left[P_x \sin\left(\varphi + \frac{\varepsilon}{2}\right) + P_y \cos\left(\varphi + \frac{\varepsilon}{2}\right) \right] \frac{1}{l_k \cos \gamma};$

$$B_1 = 2 \left[-P_x \cos\left(\varphi + \frac{\varepsilon}{2}\right) + P_y \sin\left(\varphi + \frac{\varepsilon}{2}\right) + Q_y - F_T \right] \frac{1}{l_k \sin \gamma};$$

$$C_1 = 6 \left[P_x l \sin\left(\varphi + \frac{\varepsilon}{2}\right) + P_y l \cos\left(\varphi + \frac{\varepsilon}{2}\right) \right] \frac{1}{l_k^2}.$$

Под действием сил резания и закрепления вершина СМП перемещается некоторым образом в пространстве, причем полное ее перемещение может разложить на отдельные составляющие, показывающие перемещение вершины вдоль осей Ox , Oy и Oz . Для нахождения перемещения Δu вершины пластины в направлении силы резания P_y предварительно определим Δu в направлении вспомогательных осей Ou и Ov , одна из которых совпадает с диагональю СМП, а другая – перпендикулярна к ней (рис. 6). Перемещения Δu и Δv вершины СМП будут складываться из двух величин, обусловленных линейным смещением и поворотом СМП вокруг ее центра:

$$\Delta u = \Delta u_1 + \Delta u_2;$$

$$\Delta v = \Delta v_1 + \Delta v_2,$$

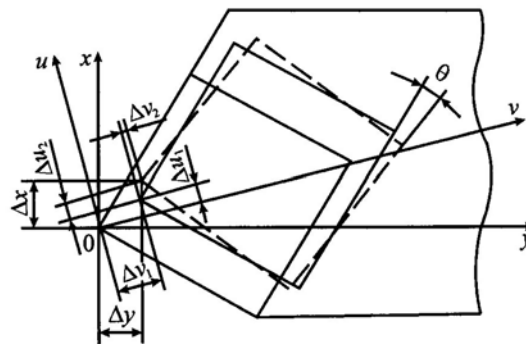


Рис. 6. Расчетная схема для определения смещения вершины СМП

$$\text{где } \Delta u_1 = \frac{r_6 \sin \gamma - r_4 \cos \gamma}{k}; \Delta v_1 = \frac{r_6 \cos \gamma + r_4 \sin \gamma}{k};$$

$$\Delta u_2 = \frac{(r_6 - r_5) \cos \gamma}{k};$$

$$\Delta v_2 = l_k \cos \frac{\gamma}{2} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{r_6 - r_5}{kl_k}} \right].$$

Зная Δu и Δv вдоль вспомогательных осей, можно определить смещение пластины в направлении силы резания P_y :

$$\Delta y = \Delta v \sin \left(\varphi + \frac{\gamma}{2} \right) + \Delta u \cos \left(\varphi + \frac{\gamma}{2} \right).$$

Приведенные выше зависимости применимы для пластин правильной многогранной формы, опирающихся двумя боковыми гранями на боковые стенки гнезда корпуса. Для расчета НДС сборного инструмента разработана программа TOOL, блок-схема расчетной части которой представлена на рис. 7. Программа работает в режиме диалога, позволяет выполнять расчеты НДС СМП различной формы (квадрат, шестигранник, ромб и др.) На расчет одного варианта уходит примерно 1...2 мин с учетом ввода исходных данных. Результаты расчета могут быть выведены либо на экран монитора, либо непосредственно на печать, либо сохранены на диске с указанием имени пользователя.

На рис. 8 представлены результаты расчетов трех различных узлов крепления СМП размером 14×14×2 см. Определено смещение вершины режущей пластины по направлению силы резания P_y при изменении силы закрепления СМП от 1 до 3 кН. Как видно из результатов расчета, способ крепления СМП оказывает определенное влияние на динамическую точность настройки сборного инструмента. Также можно оценить и влияние формы режущей пластины на величину смещения, однако

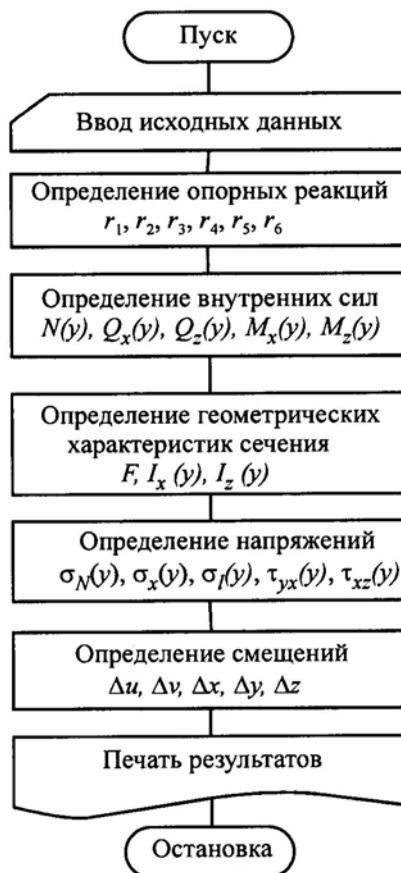
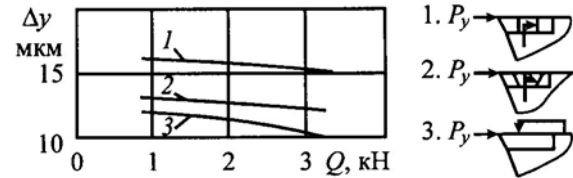


Рис. 7. Блок-схема программы расчета динамической точности настройки сборных фрез

Рис. 8. Зависимость смещения вершины СМП от нагружающей силы по направлению оси Oy для различных конструкций сборных фрез (с 1 по 3)



оно не будет столь однозначным, как для способа крепления, так как смещение вершины пластины вызывается не только ее линейным смещением, но и поворотом.

Если для различных форм СМП первая составляющая примерно одинаковая, то вторая значительно отличается, но при некоторых углах в плане и при вершине СМП она практически не влияет на смещение Δu . Например, при тех же условиях резания и крепления винтом СМП различной формы (сила закрепления 1 кН) получены следующие результаты: квадратная пластина – $\Delta u = 12$ мкм, ромбическая пластина – 14 мкм, шестигранная пластина с углом 80° при вершине – 9 мкм.

Выводы

1. Разработанные модели позволяют оценить напряженно-деформированное состояние, динамическую точность настройки сборного инструмента на стадии его проектирования.
2. Способ крепления существенно влияет на точность сборного режущего инструмента.
3. Влияние формы СМП на точность инструмента в значительной степени определяется конкретными условиями резания.
4. Разработанные методики могут быть использованы при проектировании инструмента.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гречишников, В.А. Оценка динамической точности настройки сборного инструмента на стадии проектирования [Текст] / В.А. Гречишников, В.И. Малыгин, П.В. Перфильев // Вестник машиностроения. – 1996. – №6. – С. 24–27.
2. Иноземцев, Г.Г. Влияние схемы базирования неперетачиваемых пластин на точность торцовых фрез [Текст] / Г.Г. Иноземцев, А.В. Кальянов // Исследования в области станков и инструментов. – Саратов: СПИ, 1974. – С. 87–93.
3. Малыгин, В.И. Выбор способа механического крепления режущих пластин кольцевых сверл [Текст] / В.И. Малыгин, П.В. Перфильев // Материалы НТК. – М.: Ун-т Дружбы народов, 1988. – С. 120–125.
4. Малыгин, В.И. Оптимизация конструкций инструмента для ГАП методами математического моделирования физических процессов при резании [Текст] / В.И. Малыгин // Сб. тр. НТК АИН РФ. – СПб., 2001. – С. 175–185.
5. Малыгин, В.И. Расчетный метод оценки качества сборного инструмента по напряженному состоянию [Текст] / В.И. Малыгин, П.В. Перфильев // Вестник машиностроения. – 1992. – № 10–11. – С. 44–46.
6. Ber, A. A mathematical model of the radial and axial throw of square indexable inserts in face milling cutter [Text] / A. Ber, D.A. Feldman // CIRP Ann. – 1976. – Vol. 25, N 1. – P. 19–23.

Поступила 07.09.06

V.I. Malygin, P.V. Perfiljev

«Sevmashvtuz», Branch of Saint-Petersburg State Marine Technical University

Optimization Methods and Quality Assessment of Wood-milling Cutters under Bench and Mathematical Simulation. IV. Analytical Methods of Quality Assessment of Wood-milling Cutters according to Deformation Mode

The quality assessment of collected cutting device is carried out by mathematical simulation of deformation mode of interlocking side wood-milling cutters.

Keywords: collected device, wood-milling cutters, deformation mode, service accuracy, hardness, flexibility.
