

УДК 62–229.3:621.01:621.91:531.64

EDN: DMVNHU

Пипкин Ю. В.*Донбасский государственный технический университет**E-mail: tmsi_pipkin@mail.ru*

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ В СИСТЕМЕ СИЛОВОГО ЗАМЫКАНИЯ СТАНОЧНОГО ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Изложенные в работе исследования посвящены развитию научных положений в области моделирования силового замыкания станочных приспособлений. Выполнена постановка задачи по определению потенциальной энергии в упругой системе силового замыкания. Представлены результаты расчета на математической модели системы погрешности обработки на траектории резания и потенциальной энергии в точках приложения зажимной силы.

Ключевые слова: станочное приспособление, силовое замыкание, погрешность обработки, жесткость, потенциальная энергия системы, моделирование.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. Станочные приспособления, как элемент технологической системы механической обработки и как один из видов технологической оснастки, оказывают влияние на решение основных производственных задач — достижения точности и производительности технологического процесса изготовления деталей в серийном машиностроении.

При научно-обоснованном параметрическом синтезе конструкций станочных приспособлений рассматривают определение оптимальных, эффективных и рациональных параметров [1], исходя из заданных параметров точности. При этом комплекс точностных критериев проектирования разбивается дополнительно на статические и динамические, а также внутренние и внешние [2]. Однако в предлагаемых в [1, 2] подходах не выделено основное системное свойство станочных приспособлений как класса технических систем — наличие состояния силового замыкания в цепи элементов конструкции «опора — заготовка — зажим — зажимной механизм — зажимной привод — корпус приспособления», при котором происходит преобразование односторонних геометрических связей, наложенных в соответствии со схемой базирования заготовки, в двухсторонние (по-другому говоря — наличие системы

силового замыкания геометрических связей станочного приспособления). Такое выделение способствует сегментации множества характеристик конструкции, например, по уровням надсистем [3]. Моделирование силового замыкания [4] показало возможность определения рациональных параметров геометрии и жесткости, позволяющих обеспечивать уменьшение погрешности профиля обработанных плоскостей, тем самым добиваясь повышения точности обработки. Однако механизм снижения погрешности обработки остается нераскрытым. Закономерности между параметрами силового замыкания и погрешностью обработки, полученные математическим моделированием и подтвержденные натурным экспериментом, не получили формульного компактного представления в виде, пригодном для инженерного применения.

Исследования взаимосвязей работы силового замыкания с точностью обработки являются актуальными для дальнейшего совершенствования методики моделирования и проектирования станочных приспособлений, назначения рациональных режимов резания, выбора рациональной геометрии режущего инструмента.

Состояние вопроса. В основу выполняемых исследований положена математическая модель силового замыкания в форме

полносного графа, построенного по рекомендациям [5–7], приведенного затем к графу сигналов по алгоритму из [8], и реализованная затем в математических пакетах MATLAB Simulink и SimInTech [9] (пакет SimInTech рассматривается в качестве российского аналога MATLAB Simulink).

По результатам математического моделирования работы системы силового замыкания станочных приспособлений предложен критерий оценки качества в форме погрешности профиля продольного сечения обработанной плоской поверхности в виде [10]:

$$\Delta\phi = f(P_{REZ}, P_q, P_p) \rightarrow \min, \quad (1)$$

где $\Delta\phi$ — погрешность профиля продольного сечения, определяемая вдоль линии перемещения режущего инструмента относительно обрабатываемой заготовки на рабочей подаче (например, при фрезеровании — минутной подаче);

P_q — безразмерный коэффициент, определяемый как отношение коэффициента жесткости системы K_q со стороны элемента «зажим» к коэффициенту жесткости системы K_{op} со стороны элемента «опора» по формуле

$$P_q = \frac{K_q}{K_{op}}; \quad (2)$$

P_p — безразмерный коэффициент, определяемый как отношение коэффициента жесткости системы со стороны элемента «режущий инструмент» K_p к коэффициенту жесткости системы K_{op} со стороны элемента «опора» по формуле

$$P_p = \frac{K_p}{K_{op}}; \quad (3)$$

P_{REZ} — безразмерный коэффициент, определяемый по формуле

$$P_{REZ} = \frac{Q}{P_{Pn}}, \quad (4)$$

где P_{Pn} — величина составляющей силы резания, направленная перпендикулярно

плоскости опор (по схеме лезвийной обработки плоскостей — в направлении выдерживаемого размера);

Q — величина зажимной силы, которая в начальном вычислительном эксперименте считается заданной.

Определены частные варианты сочетания коэффициентов, для которых при моделировании наблюдается минимизация погрешности профиля (табл. 1).

Таким образом, результаты моделирования подтверждают известное научное положение о существенном влиянии упругой подсистемы технологической системы механической обработки на погрешность формы обрабатываемых поверхностей, выделяя при этом роль именно станочных приспособлений.

Постановка задачи. Следует отметить, что установленные взаимосвязи не являлись непосредственной целью построения математической модели силового замыкания и были обнаружены уже в процессе работы с моделью. Таким образом, можно исходить из того, что свойство подналадки системы силового замыкания станочного приспособления на некоторый постоянный по величине уровень погрешности обработки (сохранение которого на всей траектории движения режущего инструмента обеспечивает тем самым минимизацию погрешности профиля обработанной поверхности) является следствием образования самой структуры элементов системы.

Таблица 1

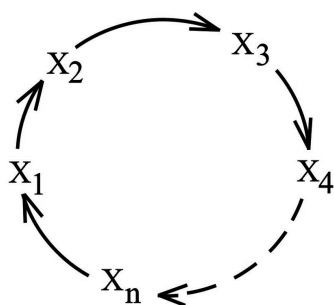
Данные по коэффициентам силового замыкания

Коэффициент силового замыкания	Рассчитанные наборы значений с минимальным отклонением профиля (по вертикали)		
P_q	0,5	0,6	0,7
P_p	0,7	0,7	0,3
P_{REZ}	4	10	25

Из области теории систем адаптивного управления [11] известно, что для явлений, которые можно отнести к автопроцессам, то есть характеризуемых самопроизвольной поднастройкой, характерно наличие в их структуре управляющих колец зависимостей (рис. 1, 2).

Именно кольцевые взаимосвязи в системе силового замыкания были впервые выявлены в построенной математической модели [9, 12].

Особенностью разработанной математической модели также является то, что её уравнения получены статически определенными (то есть число уравнений равняется числу переменных системы). При этом моделируемая система станочного приспособления рассматривается как статически неопределимая, для чего применяется метод виртуальных перемещений.



X_1, X_2, X_3, X_4, X_n — переменные системы

Рисунок 1 — Управляющее кольцо зависимостей по М. С. Нейману [11]



Рисунок 2 — Кольцо силового замыкания станочного приспособления

Любое отклонение реальной конструкции от идеальной базовой расчетной схемы силового замыкания по количеству опорных и зажимных элементов, характеру контакта с заготовкой, роли контактной жесткости в целом означает увеличение статической неопределимости системы.

При это система остается механической. Для механических статически неопределимых систем известна теорема Менабреа, которая гласит следующее [13]: «В статически неопределимых системах лишние неизвестные усилия принимают такие значения, при которых потенциальная энергия деформации имеет наименьшее значение».

Под «лишними» здесь понимаются связи, при замене которых реакциями система может рассматриваться как статически определимая.

С точки зрения критерия минимальной погрешности формы по формуле (1) обратим внимание на то, что потенциальная энергия деформации, в соответствии с теоремой Менабреа, должна принимать минимальное значение. Рассмотрим уравнение потенциальной энергии для упругой деформации [14]:

$$U_{yc} = \frac{K(\Delta_X)^2}{2}, \quad (5)$$

где U_{yc} — потенциальная энергия упругой деформации системы;

K — коэффициент жесткости деформируемого элемента (механической системы);

Δ_X — величина деформации, отчитываемая от недеформированного состояния.

Уравнение (5) также можно выразить в форме работы внешней силы

$$U_{yc} = \frac{(K \cdot (\Delta_X)) \cdot \Delta_X}{2} = \frac{P_B \cdot \Delta_X}{2} = \frac{A_B}{2}, \quad (6)$$

где $P_B = K \cdot (\Delta_X)$ — внешняя сила, необходимая для осуществления упругой деформации элемента с жесткостью K на величину Δ_X ;

$A_B = P_B \cdot \Delta_X$ — работа внешней силы P_B по направлению деформации Δ_X .

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Из уравнений (5) и (6) следует, что уменьшение потенциальной энергии означает уменьшение деформаций, так как внешняя сила не может меняться, а жесткость при упругих деформациях остается постоянной. Уменьшение упругих деформаций в случае силового замыкания станочного приспособления означает уменьшение отклонения от уровня статической настройки станка, когда начальные деформации равны нулю.

Таким образом, *задачей* данного исследования является получение на математической модели оценки величины потенциальной энергии в системе силового замыкания.

Исходные данные моделирования.

Для проведения анализа на математической модели силового замыкания исходные данные можно разделить на три группы, исходя из модели «серого ящика»: входные, внутренние и дополнительные (необходимые для определения входных и внутренних исходных данных). Внутренние, в свою очередь, делятся на параметры жесткости и параметры геометрии треугольника опор.

Входные данные представлены в таблице 2, внутренние — в таблице 3. При этом использовалась средняя комбинация коэффициентов силового замыкания из таблицы 1, при которой обеспечивается минимизация погрешности профиля.

При определении исходных данных используем подход на основе анализа технологической жесткости оборудования, например для фрезерной обработки [15, 16], нормированной по степени точности станка и габаритам рабочей зоны. При этом особенностью подхода является выбор режимов резания исходя из анализа требуемой точности обработки.

Таблица 2

Входные данные модели

Входная переменная	Значение и обоснование
Сила резания, P_p	4000 Н, по оценке [16]
Сила зажима, Q	40000 Н, с учетом P_{REZ} (табл. 1)

Таблица 3

Внутренние данные модели

Внутренний параметр	Значение и обоснование
Параметры жесткости	
Жесткость опорных элементов K_{op_i}	100000 Н/мм, по данным [17]
Жесткость зажима K_q	60000 Н/мм, с учетом P_q (табл. 1)
Жесткость со стороны резания K_p	70000 Н/мм, с учетом K_p (табл. 1)
Параметры геометрии опорного равнобедренного треугольника	
Длина стороны (расстояние между опорами)	100 мм, берется по данным о заготовке (размер установочной базы) или станке (с учетом размера между Т-образными пазами)
Направление траектории инструмента	Параллельно стороне опорного треугольника
Расположение зажима	В центре тяжести треугольника опор

Дополнительными параметрами являются:

- для силы резания — режимы резания;
- для силы зажима — параметры привода;
- для жесткости опор — ограничения на нагруженность опор по величине давления с учетом модуля упругости (или экспериментальные данные на основе физического эксперимента);

- для жесткости зажима — конструктивные параметры с учетом модуля упругости (деформации моделируются в САЕ-системе или исследуются экспериментально);

- для жесткости со стороны резания — данные о технологической жесткости, полученные экспериментально производственным методом.

Характерно, что для поставленной задачи значения дополнительных параметров не существенны, поэтому их обоснование на данном этапе не требуется. Взаимосвязь дополнительных параметров с закономерностями работы силового замыкания является пропорциональной, так как определяется известными формулами.

Результаты предварительного моделирования в точках траектории. Опорный треугольник для заданных исходных данных представлен на рисунке 3. Траектория движения режущего инструмента (на рис. 3 — «Траектория резания») представляет собой прямую линию параллельную стороне опорного треугольника (опора 1; опора 2).

Расчет суммарной погрешности на данной траектории показывает формирование характеристики отклонения линейного профиля в виде выпуклости (рис. 4). Материал заготовки располагается под расчетной линией. Минимальное расчетное отклонение от начального (не нагруженного силами) положения составило 0,155 мм (в начале траектории слева и в конце траектории справа), максимальное — 0,183 мм (в середине траектории). Таким образом, погрешность профиля составила 0,028 мм.



Рисунок 3 — Геометрия опорного треугольника в среде динамического моделирования SimInTech

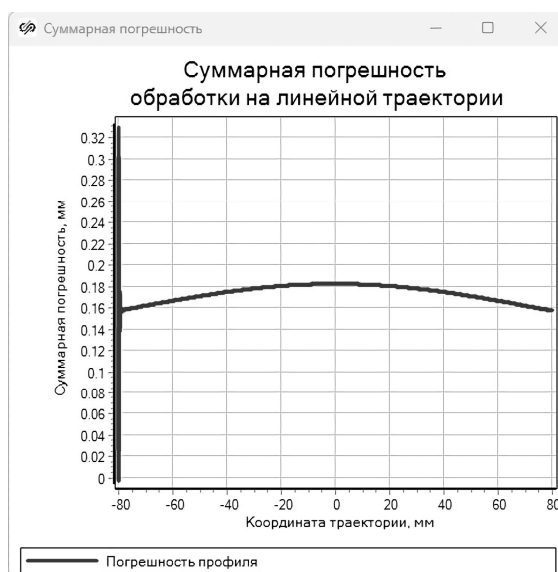


Рисунок 4 — График расчетной суммарной погрешности обработки плоскости по длине траектории перемещения режущего инструмента

Сверка результатов расчета в SimInTech с расчетом на основе решения общего вида уравнений модели в системе MathCAD показала, что имеется погрешность абсолютных значений (минимальное отклонение составило 0,149 мм, максимальное — 0,179 мм), при этом погрешность профиля составила 0,03 мм, отклонение результатов расчета — около 7 %.

Полученный график (рис. 4) соответствует неизменной точке приложения усилия зажима Q в центре тяжести опорного треугольника (рис. 3). Практическое значение имеет анализ возможности изменения положения зажимной силы Q . Для такого анализа точку положения режущего инструмента на траектории фиксируем, а расчет суммарной погрешности ведем для всех возможных точек зажима. Расчет выполнили в MathCAD (рис. 5). В результате получена поверхность уровня, максимумом значений ориентированная на координату точки приложения силы резания P_n — $(x_{p3}; y_{p3}) = (20; 55)$. Для поверхности уровня можно выделить изолинии, соответствующие точкам зажима, при которых формируется одинаковая по величине погрешность обработки (рис. 6).

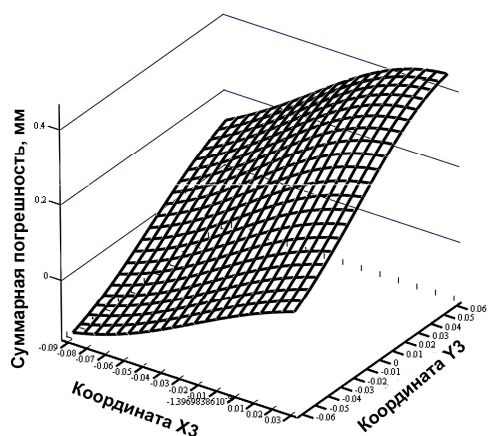


Рисунок 5 — Поверхность уровня для расчета суммарной погрешности при изменении точки приложения зажимной силы Q

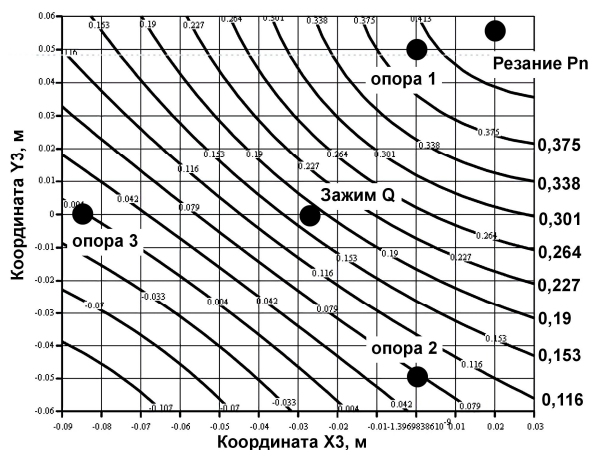


Рисунок 6 — Изолинии поверхности уровня для точек зажима с одинаковой суммарной погрешностью обработки в точке резания

Анализ линий уровня показывает, что полученной величине погрешности обработки в заданной точке резания (рис. 4), равной 0,155 мм, соответствует линия уровня, проходящая через центр тяжести опорного треугольника (точку «Зажим Q» на рис. 6).

При изменении положения точки резания в положение $(x_{p3}; y_{p3}) = (20; 0)$ меняется и расположение изолиний поверхности уровня (рис. 7).

При этом изолиния с уровнем погрешности 0,155 мм проходит вблизи, но на некотором расстоянии слева от точки центра тяжести опорного треугольника. В свою оче-

редь, точка зажима в центре тяжести опорного треугольника расположена на изолинии уровня 0,18 мм, что соответствует указанному выше значению максимальной погрешности в середине траектории резания.

Для точки резания, смещенной далее вниз в координату $(x_{p3}; y_{p3}) = (20; -25)$, направление изолиний изменяется соответствующим образом (рис. 8). Причем через точку зажима также проходит изолиния уровня 0,18 мм, что несколько отличается от величины погрешности профиля на рисунке 4.

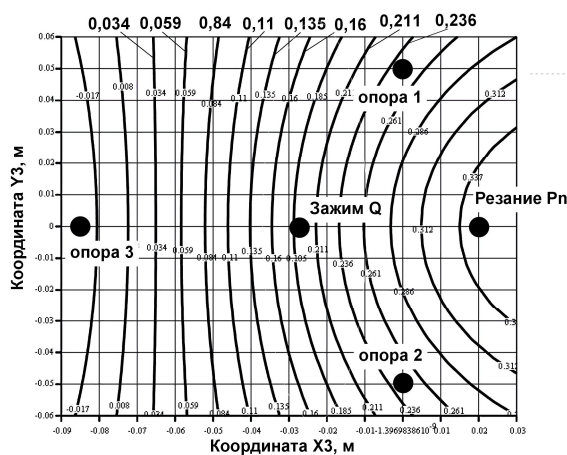


Рисунок 7 — Изменение положения изолиний поверхности уровня для точек зажима с одинаковой суммарной погрешностью обработки в точке резания $(x_{p3}; y_{p3}) = (20; 0)$

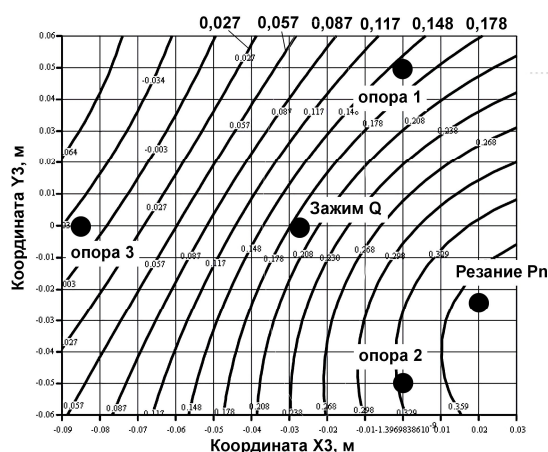


Рисунок 8 — Изменение положения изолиний поверхности уровня для точек зажима с одинаковой суммарной погрешностью обработки в точке резания $(x_{p3}; y_{p3}) = (20; -25)$

Сравнение результатов расчета для разных точек на траектории резания (рис. 6–8) показывает, что радиус кривизны изолиний равной погрешности направлен в сторону точки приложения силы резания.

Расчет потенциальной энергии в системе силового замыкания. При определении потенциальной энергии в системе силового замыкания исходим из формулы (5) с учетом всех упруго деформирующихся элементов — трех опор, зажимного механизма и технологической системы:

$$\sum U_{\text{УС}} = \sum_1^3 \frac{K_{\text{оп}i} \cdot (\varepsilon_{\text{оп}i})^2}{2} + \frac{K_q \cdot (\varepsilon_q)^2}{2} + \frac{K_p \cdot (\varepsilon_{\text{рп}})^2}{2}, \quad (7)$$

где $\varepsilon_{\text{оп}i}$, ε_q , $\varepsilon_{\text{рп}}$ — величина упругих деформаций соответственно в трех i -х опорах, зажимном механизме, со стороны резания (технологической системы).

Следует заметить, что деформации входят в выражение потенциальной энергии в квадрате, а значит, результат не зависит от знака деформации по расчету.

Выполним расчет в тех же точках траектории резания, что и выше для изолиний одинаковой погрешности (рис. 9).

Дополнительно на линии уровня потенциальной энергии (рис. 9) наложим линии уровня одинаковой погрешности из предыдущего расчета.

Для предварительной оценки уровня потенциальной энергии в системе силового замыкания выполним усредненный расчет, принимая за величину деформации в системе среднее значение полученных по расчету уровней погрешности обработки $((0,155+0,183)/2=0,169$ мм или $0,169 \cdot 10^{-3}$ м) и среднее значение жесткостей в системе (из табл. 3, 77000 Н/мм или $77 \cdot 10^6$ Н/м):

$$\bar{U}_{\text{УС}} = \frac{77 \cdot 10^6}{2} \cdot (0,169 \cdot 10^{-3})^2 \approx 1 \text{ Дж.}$$

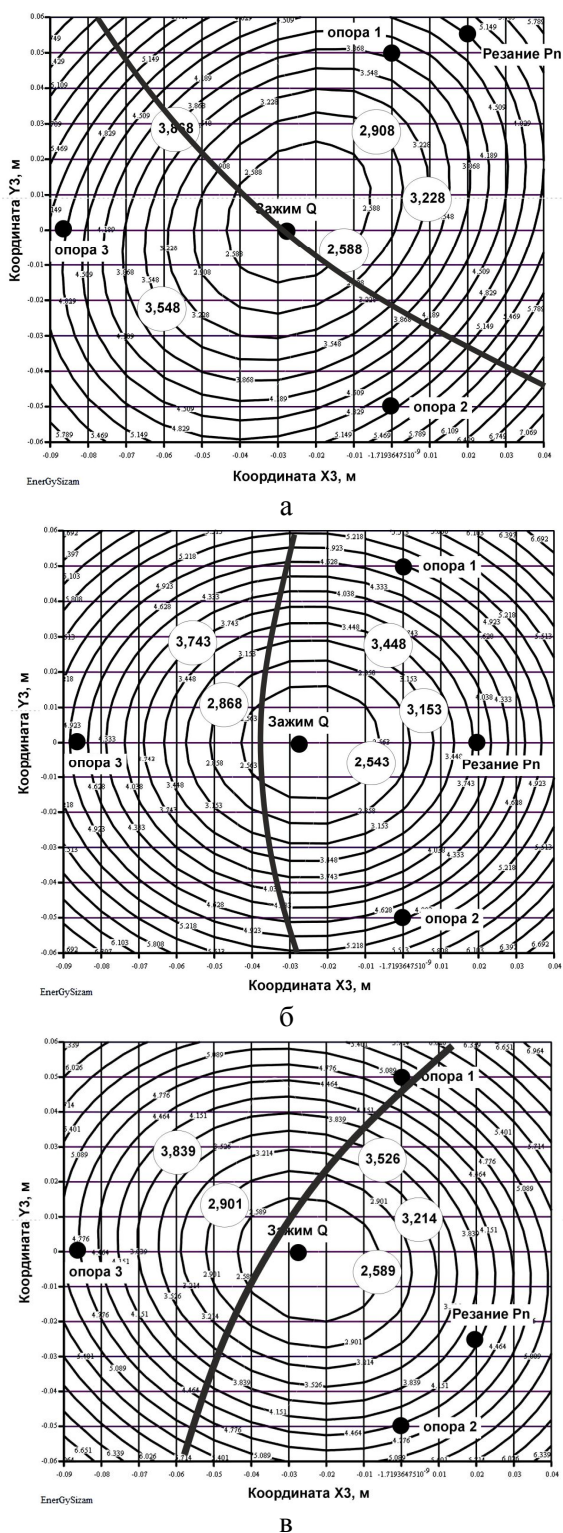


Рисунок 9 — Изолинии поверхности уровня потенциальной энергии с наложением изолинии точек зажима с одинаковой суммарной погрешностью обработки для точки резания: а — $(x_{\text{р3}}; y_{\text{р3}}) = (20; 55)$; б — $(x_{\text{р3}}; y_{\text{р3}}) = (20; 0)$; в — $(x_{\text{р3}}; y_{\text{р3}}) = (20; -25)$

Расчет на модели (рис. 9) показал минимальное значение потенциальной энергии около 2,28 Дж. Таким образом, средняя оценка является заниженной.

Анализ результатов расчета (рис. 9) позволяет отметить следующее:

1. Минимальное значение потенциальной энергии соответствует точкам приложения зажимной силы в области центра тяжести опорного треугольника.

2. Линии одинаковой погрешности обработки проходят по направлению спуска по поверхности уровня к минимуму потенциальной энергии.

Таким образом, моделирование выявило существование минимума потенциальной энергии в системе силового замыкания, что можно рассматривать как теоретическую предпосылку применимости теоремы Менабреа к статически неопределимой системе силового замыкания станочного приспособления.

Следует заметить, что полученная форма представления потенциальной энергии в системе силового замыкания (рис. 9) является не мгновенной оценкой состояния элементов по отдельности, а характеризует общее состояние в системе при изменении положения точки зажима с учетом положения режущего инструмента на траектории резания. При этом характер полученного распределения потенциальной энергии в системе изменяется незначительно

при изменении положения режущего инструмента, минимум всегда находится около центра тяжести опорного треугольника. Это позволяет сформулировать следующий критерий выбора положения точек зажима:

«При выборе расположения точек зажима необходимо учитывать возможности минимизации потенциальной энергии в системе силового замыкания путем ориентирования точек по направлению к центру тяжести опорного треугольника».

Выводы. В результате исследования решена поставленная задача — получены расчетные значения потенциальной энергии в виде средней оценки и графического представления в форме изолиний поверхности уровня значений при изменении точки приложения зажимной силы.

Расчетами установлено, что в системе должен наблюдаться минимум потенциальной энергии, соответствующий точкам приложения зажимной силы в области центра тяжести опорного треугольника. Таким образом, получено расчетное основание для применимости теоремы Менабреа к статически неопределимой системе силового замыкания станочного приспособления.

На основе результатов исследования распределения потенциальной энергии в системе силового замыкания сформулирован критерий выбора точек зажима.

Список источников

1. Ерохин В. В. Основные аспекты проектирования станочных приспособлений // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2016. № 1. С. 11–17. EDN VNZCZN

2. Микитянский В. В., Микитянская Л. М. Оптимизация параметров станочных приспособлений по точностным критериям // *Вестник Астраханского государственного технического университета*. 2008. № 2 (43). С. 74–78. EDN IJVMRH

3. Пипкин Ю. В. Проект системы сборно-разборных станочных приспособлений для фрезерования плоскостей // *Современное состояние науки и технологий и перспективы развития в период Четвертой промышленной революции : материалы международной научно-практической конференции, 6–7 мая 2025. Гянджа : АТУ, 2025. Ч. II. Разд. 6. С. 183–185. URL: <https://atu.edu.az/storage/konfrans/9571748535488.pdf>.*

4. Пипкин Ю. В., Зелинский А. Н. Математическое моделирование влияния силового замыкания станочного приспособления на погрешность формы плоскостей // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2011. Т. 6. № 7 (54). С. 39–47. EDN XRJEDD

5. Сигорский В. П. Математический аппарат инженера. Киев : Техника, 1975. 768 с.
6. Трудоношин В. А., Пивоварова Н. В. Системы автоматизированного проектирования : в 9 кн. Кн. 4 : Математические модели технических объектов : учеб. пособ. для вузов / под. ред. И. П. Норенкова. М. : Высш. шк., 1986. 160 с.
7. Ильинский Н. Ф., Цаценкин В. К. Приложение теории графов к задачам электромеханики. М. : Энергия, 1968. 200 с.
8. Вибрации в технике : справочник. В 6 т. Т. 5 : Измерения и испытания / Ред. совет : В. Н. Челомей (пред.) ; под ред. М. Д. Генкина. М. : Машиностроение, 1981. 496 с.
9. Пипкин Ю. В., Зинченко А. М., Куберский С. В. Переход от полюсного графа механической системы к графу сигналов на примере фрезерного приспособления // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2024. № 5 (165). С. 5–18. DOI 10.26730/1999-4125-2024-5-5-18 EDN XYQAPP
10. Зинченко А. М., Лавренчук К. П., Пипкин Ю. В. Погрешность профиля поверхностей как критерий качества работы фрезерных станочных приспособлений // Машиностроение и техносфера XXI века : сборник трудов XXXI международной научно-технической конференции, Севастополь, 16–22 сентября 2024 года. Донецк : ДонНТУ, 2024. С. 119–123. EDN KDFWXX
11. Нейман М. С. Автоматические процессы и явления (Общие вопросы теории системы, содержащих управляющие кольца зависимостей). М. : Сов. Радио, 1958. 148 с.
12. Пипкин Ю. В., Зелинский А. Н., Коцюбинская Н. В. Управление точностью операций механической обработки методом имитационного моделирования станочных приспособлений // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2008. № 3/5 (33). С. 22–29.
13. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Справочник по сопротивлению материалов / отв. ред. Г. С. Писаренко. 2-е изд., перераб. и доп. Киев : Наук. думка, 1988. 738 с.
14. Караваев В. Г., Прядко Ю. Г., Черногорев Е. П. Малые колебания механических систем : учебное пособие. Челябинск : Издательский центр ЮУрГУ, 2017. 109 с. EDN FIABRU
15. Пикалова М. В., Желтобрюхова О. Е., Онопченко В. Н. Начальные условия для корректировки режимов фрезерования плоскостей с учетом силового замыкания станочного приспособления // Научные технологии и оборудование в промышленности и строительстве. 2024. № 5 (79). С. 86–95. EDN XIGCVX
16. Пикалова М. В., Желтобрюхова О. Е., Онопченко В. Н. Алгоритм корректировки режимов фрезерования плоскостей с учетом точности и жесткости технологической системы // Научные технологии и оборудование в промышленности и строительстве. 2024. № 6 (80). С. 85–95. EDN WONUKP
17. Зелинский А. Н., Пипкин Ю. В. Экспериментальное определение коэффициентов контактной жесткости в зажимных устройствах станочных приспособлений // Сб. науч. тр. ДонГТУ. 2007. Вып. 24. С. 189–194.

© Пипкин Ю. В., 2026

**Рекомендована к печати д.т.н., проф. каф. ТМИК ЛГУ им. В. Даля Витренко В. А.
к.э.н., доц., зав. каф. ТОМП ДонГТУ Зинченко А. М.**

Статья поступила в редакцию 05.03.2026.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

Пипкин Юрий Владимирович, канд. техн. наук, доцент каф. технологии и организации машиностроительного производства
Донбасский государственный технический университет,
г. Алчевск, Россия, e-mail: tmsi_pipkin@mail.ru

Pipkin Yu. V. (Donbass State Technical University, Alchevsk, Russia, e-mail: tmsi_pipkin@mail.ru)
**RESEARCH OF POTENTIAL ENERGY ALLOCATION AT THE FORCE CLOSURE IN
 WORKHOLDING FIXTURE**

The research presented in this paper is devoted to the development of scientific principles in the field of modeling the force closure of machine tools workholding fixture. The paper presents the formulation of the problem of determining the potential energy in an elastic system of force closure. The paper presents the results of calculations based on a mathematical model of the system of processing errors on the cutting path and the potential energy at the points of application of the clamping force.

Key words: workholding fixture, force closure, processing error, rigidity, potential energy of the system, modeling.

References

1. Erokhin V. V. The main aspects of designing workholding fixtures [Osnovnye aspekty proektirovaniya stanochnykh prispособlenij]. Scientific and Technical Bulletin of Bryansk State University. 2016. No. 1. Pp. 11–17. EDN VNZCZN.
2. Mikityansky V. V., Mikityanskaya L. M. Optimization of parameters of workholding fixtures by accuracy criteria [Optimizatsiya parametrov stanochnykh prispособlenij po toch-nostnym kriteriyam]. Vestnik of Astrakhan State Technical University. 2008. No. 2 (43). Pp. 74–78. EDN IJVMRH.
3. Pipkin Yu. V. Project of a system of the mountable-and-dismountable workholding fixtures for milling of planes [Proekt sistemy sborno-razbornykh stanochnykh prispособlenij dlya frezerovaniya ploskostej]. The current state of science and technologies and development prospects during the Fourth industrial revolution : International scientific and practical conference, May 6–7, 2025. Ganja : ATO. 2025. Pt. II. Section 6. Pp. 183–185. URL: <https://atu.edu.az/storage/konfrans/9571748535488.pdf>.
4. Pipkin Yu. V., Zelinsky A. N. Mathematical modeling of the force closure influence of a workholding fixtures on the error of the plane shape [Matematicheskoe modelirovanie vliyaniya silovogo zamykaniya stanoch-nogo prispособleniya na pogreshnost' formy ploskostej]. East European Journal of Advanced Technologies. 2011. Vol. 6. No. 7 (54). Pp. 39–47. EDN XRJEDD
5. Siggorsky V. P. Mathematical apparatus of an engineer [Matematicheskij apparat inzhenera]. Kiev : Tekhnika, 1975. 768 p.
6. Trudonoshin V. A., Pivovarova N. V. Computer-aided design systems : in 9 Books. Book 4 : Mathematical models of technical objects : a textbook for universities [Sistemy avtomatizirovannogo proektirovaniya : v 9-ti kn. Kn. 4 : Matematicheskie modeli tekhnicheskikh ob"ektov : ucheb. posob. dlya vuzov]. Eds. by Norenkov I. P. Moscow : Vysshaya Shkola. 1986. 160 p.
7. Il'inskij N. F., Tsatsenkin V. K. Application of graph theory to problems in electromechanics [Prilozhenie teorii grafov k zadacham elektrome-khaniki.] Moscow : Energiya. 1968. 200 p.
8. Vibrations in Engineering : a handbook. In 6 vol. Vol 5 : Measurements and tests [Vibratsii v tekhnike : Spravochnik. V 6-ti t. T. 5 : Izmereniya i ispytaniya]. Editorial board : Chelomey V. N. (chairman). Eds. by Genkin M. D. Moscow : Mashinostroenie. 1981. 496 p.
9. Pipkin Yu. V., Zinchenko A. M., Kuberskii S. V. Transition from the pole graph of a mechanical system to the signal graph on the example of a milling fixture [Perekhod ot polyusnogo grafa mekhanicheskoy sistemy k grafu signalov na primere frezernogo prispособleniya]. Bulletin of the Kuzbass State Technical University. 2024. No. 5 (165). Pp. 5–18. DOI: 10.26730/1999-4125-2024-5-5-18 EDN XYQAPP
10. Zinchenko A. M., Lavrenchuk K. P., Pipkin Yu. V. Surface profile error as a quality criterion for milling machine attachments [Pogreshnost' profilya poverkhnostej kak kriterij kachestva rabo-ty frezernykh stanochnykh prispособlenij]. Mechanical Engineering and Technosphere of the 21st Century : Proceedings of the XXXI International Scientific and Technical Conference. Sevastopol. September 16–22. 2024. Donetsk : DonNTU. 2024. Pp. 119–123. EDN KDFWXK
11. Neumann M. S. Automatic processes and phenomena (General issues of the theory of systems containing control rings of dependencies) [Avtomaticheskie protsessy i yavleniya (Obshchie voprosy teorii siste-my, sodержashchikh upravlyayushchie kol'tsa zavisimostej)]. M. : Sov. Radio. 1958. 148 p.

12. Pipkin Yu. V., Zelinsky A. N., Kotsyubinskaya N. V. Management of the accuracy of machining operations by the simulation modeling method of workholding fixtures [Upravlenie tochnost'yu operatsij mekhanicheskoy obrabotki metodom imitatsionnogo modelirovaniya stanochnykh prispособlenij]. *East European Journal of Advanced Technologies*. 2008. No. 3/5 (33). Pp. 22–29.

13. Pisarenko G. S., Yakovlev A. P., Matveyev V. V. Handbook on material resistance [Spravochnik po soprotivleniyu materialov]. Ed.-in-chief Pisarenko G. S. 2nd ed., revised. and added. Kiev : Nauk. Dumka. 1988. 738 p.

14. Karavayev V. G., Pryadko Yu. G., Chernogorov E. P. Small oscillations of mechanical systems : a textbook [Malye kolebaniya mekhanicheskikh system : uchebnoe posobie]. Chelyabinsk : Publishing Center of SUSU. 2017. 109 p. EDN FIABRU

15. Pikalova M. V., Zheltobryukhova O. E., Onopchenko V.N.. Initial conditions for adjusting the modes of milling planes, considering the force closure of the workholding fixtures [Nachal'nye usloviya dlya korrektyrovki rezhimov frezerovaniya ploskostej s uchetom silovogo zamykaniya stanochnogo prispособleniya]. *Knowledge-intensive technologies and equipment in industry and building*. 2024. No. 5 (79). Pp. 86–95. EDN XIGCVX

16. Pikalova M. V., Zheltobryukhova O. E., Onopchenko V. N. Algorithm for adjusting milling modes of planes, considering the precision and rigidity of the technological system [Algoritm korrektyrovki rezhimov frezerovaniya ploskostej s uchetom tochnosti i zhestkosti tekhnologicheskoy sistemy]. *Knowledge-intensive technologies and equipment in industry and building*. 2024. No. 6 (80). Pp. 85–95. EDN WONYPK

17. Zelinsky A. N., Pipkin Yu. V. Experimental determination of contact stiffness coefficients in clamping devices of workholding fixtures [Eksperimental'noe opredelenie koeffitsientov kontaktnoj zhestkosti v zazhimnykh ustrojstvakh stanochnykh prispособlenij]. *Collection of scientific papers of DonSTU*. 2007. Iss. 24. Pp. 189–194.

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Pipkin Yury Vladimirovich, PhD in Engineering, Assistant Professor of the Department of Technology and Machine-building Production
Donbass State Technical University,
Alchevsk, Russia, e-mail: tmsi_pipkin@mail.ru