

5. Рассказов И.Ю., Чебан А.Ю., Литвинцев В.С. Анализ технической оснащенности горнодобывающих предприятий Хабаровского края и Еврейской автономной области // Горный журнал. 2013. №2. С. 30-34.
6. Секисов Г.В., Чебан А.Ю. Техническое вооружение горных предприятий Приморского края, занимающихся добычей строительных горных пород // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2013. №11. С. 283-287.
7. Панкевич Ю.Б., Хартман Г. Обобщение опыта эксплуатации карьерных комбайнов Surface Miner фирмы Wirtgen на карьерах по добыче цементного сырья // Горная промышленность. 1997. №4. С. 32-45.
8. Чебан А.Ю., Хрунина Н.П. Использование горного оборудования для механического разрушения скальных и полускальных пород // Горная промышленность. 2014. №2. С. 104-107.
9. Пихлер М., Гуськов В.А., Земцов А.В., Уткин С.П., Панкевич Ю.Б. Программа технического переоснащения карьеров холдинга «ЕВРОЦЕМЕНТ групп» - в действии // Горная промышленность. 2009. №4. С. 10-14.
10. Чебан А.Ю. Применение фрезерных комбайнов в строительстве и на добыче строительных материалов // Вестник Тихоокеанского государственного университета. 2012. №3. С. 105-108.

УДК 621.91.01:543.1

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТОКАРНОГО РЕЗЦЕДЕРЖАТЕЛЯ С РЕГУЛИРОВАННЫМ ПОЛОЖЕНИЕМ ЦЕНТРА ЖЕСТКОСТИ

С.В. Вакуленко¹

¹старший преподаватель кафедры конструирования станков и машин, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», г. Киев, Украина, e-mail: svakulenko@gmail.com

Аннотация. В работе приведена методика расчета упругих параметров и проектирование конструкции токарного резцедержателя с регулируемым положением центра жесткости. Предложенная методика позволяет в достаточной точности определить конструктивные параметры резцедержателя на стадии его проектирования для обеспечения необходимых его эксплуатационных свойств, позволяющих повысить уровень виброустойчивости токарной обработки.

Ключевые слова: вибрации, виброустойчивость, резцедержатель, токарная обработка, динамика станков, центр жесткости.

DESIGN AND CALCULATION LATHE TOOL HOLDER WITH ADJUSTABLE POSITION OF THE CENTER OF RIGIDITY

Sergii Vakulenko¹

¹Senior lecturer, Faculty of Mechanical of the National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine, e-mail: svakulenko@gmail.com



Abstract. In the article the method of calculation of elastic parameters and design lathe tool holder with adjustable position of the center of rigidity. The proposed method provides sufficient accuracy to determine the design parameters of the tool holder under development to ensure the required performance properties that improve the level of vibration resistance turning.

Keywords: vibration, vibro stability, tool holder, lathe work, the dynamics of machines, center of rigidity.

Введение. Одним из известных методов повышения виброустойчивости токарной обработки является уменьшение негативного влияния координатной связи на процесс резания путем обеспечения оптимальных упругих параметров динамической потенциально-неустойчивой системы «резец-суппорт», за счет изменения ориентации главных осей жесткости, приведенных к вершине резца и величины соотношения между значениями минимальной и максимальной жесткостями. Оптимизация упругих приведенных параметров динамической системы «резец-суппорт» за счет изменения относительного положения центра жесткости существенно влияет на запас виброустойчивости обработки в соответствии с частотным критерием Найквиста. В работах таких ученых как Орликов М.Л., Суховий Б.Ф., Суник Г.П. и Ланда Г.Л., Шевченко О.В. предложены оригинальные конструкции резцедержателей с ориентированными осями жесткости, а также экспериментально подтверждена зависимость влияния изменения упругих параметров резцедержателя на виброустойчивость обработки [1-3]. На стадии проектирования конструкции формообразующих узлов станка, в пользу необходимости обеспечения определенных технологических возможностей станка при обработке детали, достижение оптимальных значения упругих приведенных параметров системы суппорта является сложной и не всегда выполнимой задачей. К примеру, в случае необходимости проведения двусторонней обработки детали при реверсе направления вращения шпинделя для повышения виброустойчивости токарной обработки, рекомендуется использовать специальный токарный резцедержатель с ориентированным положением центра жесткости. Проектирование, а также теоретические и экспериментальные исследования эффективности использования подобного оборудования представлены в предыдущих работах автора [4-6].

Цель работы. Упругие параметры резцедержателя с фиксированным положением центра жесткости невозможно изменить, поскольку они определяются формой элементов его конструкции. Отсутствующая возможность гибкого изменения координат положения центра жесткости упругой системы резцедержателя, относительно вершины резца, приводит к потере

универсальности его использования и возможности обеспечения максимальной производительности обработки на станках с разными упругими характеристиками суппортов. Актуальным вопросом является создание конструкции резцедержателя с регулируемым положением центра жесткости и разработки упрощенной методики определения его упругих приведенных параметров. Предложенная конструкция резцедержателя формируется комбинацией связанных между собой и определенным образом ориентированных упругих элементов. Основная задача методики расчета конструкции резцедержателя - определение зависимости между приведенными упругими его параметрами и схемой расположения и взаимной ориентации упругих элементов. Полученные зависимости и методика определения приведенных параметров позволит сформировать схему конструкции резцедержателя с ориентированным положением центра жесткости для обеспечения определенного значения его приведенных упругих параметров.

Материал и результаты исследований. В проведенных ранее теоретических исследованиях отмечалось [4], что для повышения виброустойчивости токарной обработки эффективным является использование резцедержателя с фиксированным значением угла ориентации приведенных главных осей жесткости $\beta = 20^\circ$ и имеющий параметры соотношения приведенных жесткостей с соотношением коэффициентов $\frac{C_{min}}{C_{max}} = (0,75 \dots 0,25)$. Учитывая взаимосвязь между значениями упругих параметров и положением центра жесткости упругой системы резцедержателя [4], регулирование величины соотношения параметров максимальной и минимальной приведенных жесткостей осуществляется за счет изменения расстояния между вершиной резца и положения центра жесткости упругой системы резцедержателя. Поэтому, для решения задачи достижения повышения виброустойчивости токарной обработки, необходимо в конструкции резцедержателя обеспечить возможность изменения положения центра жесткости вдоль приведенной оси максимальной жесткости, которая в свою очередь будет ориентирована под углом $\beta = 20^\circ$ относительно вертикали. За прототип конструкции принят резцедержатель, у которого положение центра жесткости является фиксированным и определяется точкой пересечения осей двух упругих вращательных звеньев, отделяющие отжимную часть с резцом от жестко закрепленного корпуса. Для обеспечения гибкого регулирования относительного положения центра жесткости в новой конструкции резцедержателя используется дополнительная жесткая опора, которая обеспечит при упругом смещении отжимной части больше касательное направление в области точки контакта с опорой. Координаты положения центра жесткости, а следовательно и приведенные упругие характеристики

в резцедержателе будут определяться не только параметрами жесткости упругих вращательных звеньев и комбинации их взаимного расположения, но и местом приложения и направлением действия сил реакции дополнительной опоры на отжимную часть резцедержателя. Определение величин приведенных параметров конструкции резцедержателя выполняем с использованием уже проверенного метода с использованием взаимосвязи между величинами максимальных упругих деформаций отжимной части резцедержателя и перемещением эквивалентного по кинематической схеме плоского механизма. Основной целью проведения данного расчета является определение непосредственной зависимости между координатами относительного положения центра жесткости отжимной части от конструктивных параметров резцедержателя, а именно: направлений ориентации осей максимальной жесткости упругих вращательных звеньев и координат положения опоры. Рассмотрим детально конструкцию резцедержателя с регулируемым положением центра жесткости, которая отображена на рис. 1. Конструкция резцедержателя состоит из таких основных элементов как корпус 1, отжимная часть 2 с закрепленным на нее резцом 3. Отжимная часть 2 имеет упругую связь с корпусом 1 через три упругих вращательных звена, которые размещены с обеих ее сторон. Передний край отжимной части, который ближе к вершине резца, связан с одним упругим вращательным звеном, другая сторона держится на паре последовательно соединенных между собой таких же упругих звеньев. Каждое вращательное звено состоит из элементов жесткой пластины 5, 6, 7 и упругих шарниров 4, 8 через которые осуществляется упругая связь между звеньями, корпусом и отжимной частью резцедержателя. Корпус 1 установлен и жестко закреплен на суппорте 10 станка вместо штатного жесткого резцедержателя.

Ось упругого вращательного звена, проходящего через центры упругих шарниров 4, и ориентированная под углом φ_1 к касательной обрабатываемой поверхности $d-d$, проходит через точку вершины резца и образует ось максимальной приведенной жесткости S_{max} упругой системы резцедержателя. Для обеспечения условия ориентации главных приведенных осей жесткости упругой системы резцедержателя $\beta = 20^\circ$, необходимо обеспечить расположения упругих шарниров 4 линии, проходящей через вершину резца под углом $\varphi_1 = \beta = 20^\circ$. Остальные два упругих вращательных звена за счет работы шарниров 8 позволяют отжимной части резцедержателя упруго смещаться в плоскости нормальной к обрабатываемой поверхности детали. Направления ориентации осей последовательно соединенных между собой двух вращательных звеньев выбираем произвольно,

учитывая лишь компактность их расположения в резцедержателе и относительную взаимную перпендикулярность, которая позволит отжимной части упруго поворачивать относительно центра жесткости.

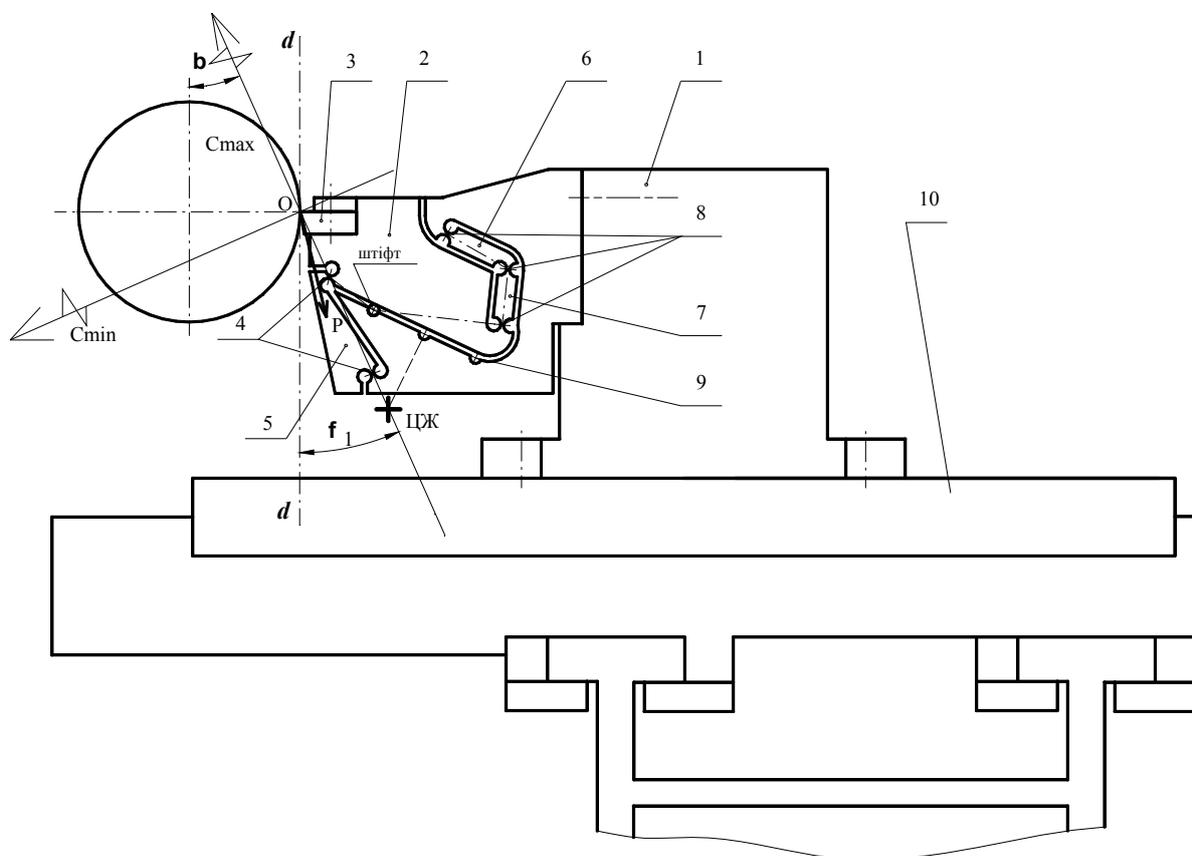


Рисунок 1 – Схема конструкции токарного резцедержателя с регулируемым положением центра жесткости

Такой элемент конструкции резцедержателя как опора между жестким корпусом и отжимной частью является кинематической парой цилиндр-плоскость и обеспечивает ориентированное положение центра жесткости отжимной части в определенной точке вдоль оси максимальной жесткости. Опора в виде штифта устанавливается и жестко фиксируется в специально подготовленном отверстии корпуса таким образом, чтобы цилиндрическая грань штифта имела контакт с отжимной частью и ограничивала ее упругие смещения в направлении вектора реакции опоры. Такие отверстия в корпусе под штифт выполняют в нескольких позициях вдоль паза, разделяющего отжимную часть от корпуса для обеспечения возможности изменять положение и направление силы реакции опоры, действующей на отжимную часть. В процессе обработки, под действием нагрузки от силы резания, отжимная часть плоской гранью упирается на закрепленный в корпусе штифт, вследствие чего отжимная часть упруго смещается в направлении

касательной, в точке контакта с цилиндрической гранью штифта. Использование в методике сравнения направления и величины максимальных упругих смещений отжимной части резцедержателя с кинематическими характеристиками движения, эквивалентного по схеме плоского механизма, позволяет определить зависимости относительного положения точки центра жесткости вдоль оси максимальной жесткости и величину соотношения приведенных параметров жесткости $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ от места положения цилиндрической опоры в резцедержателе. Расчетная схема такого плоского механизма представлена на рис. 2, механизм состоит из кривошипов АВ и ED, шатуна DC, кулисы B'C' и кулисного камня F. Кулиса B'C' соединена с кривошипом АВ шарниром В, а с кривошипом DC шарниром С. Точка N перемещается вместе с кулисой B'C' и сориентирована относительно шарниров В и С направляющими углами φ_7 и φ_8 соответственно, и по своему положению соответствует положению точки вершины резца резцедержателя. Точка L также перемещается вместе с кулисой B'C' и сориентирована относительно шарниров В и С направляющими под углами φ_9 и φ_{10} соответственно, расположена относительно точки N на заданном расстоянии.

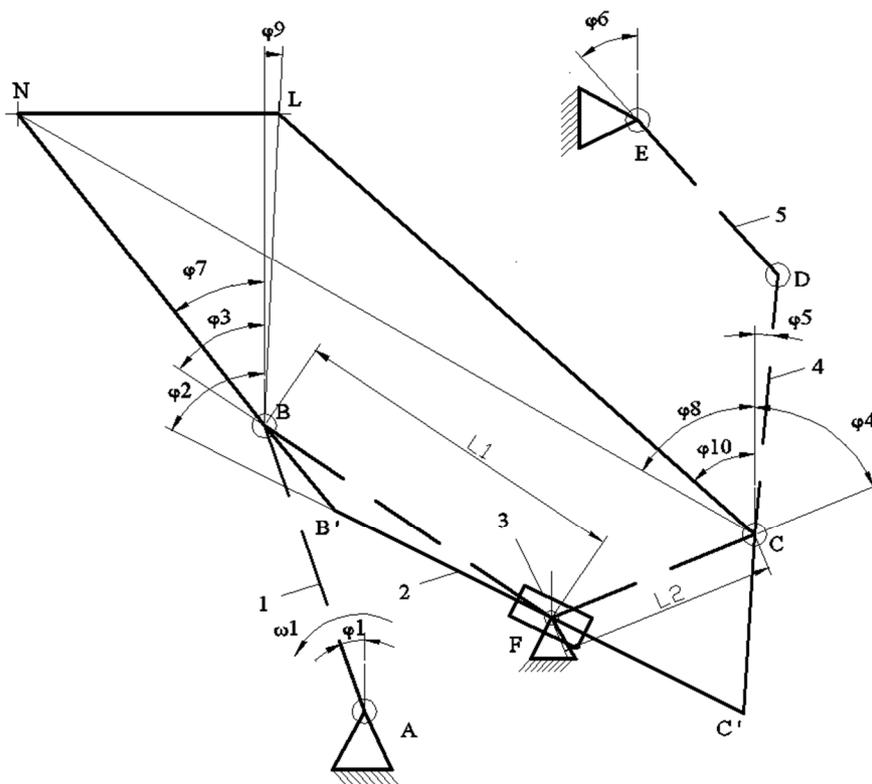


Рисунок 2 – Схема плоского механизма, эквивалентного конструкции резцедержателя с регулируемым положением центра жесткости

Определение с помощью проведенного кинестатического анализа направления и величины векторов мгновенной скорости точек N и L и перенесение на план механизма, позволит установить положение центра поворота кулисы. В конструкции резцедержателя используются упругие шарниры с фиксированным положением оси поворота. Расчет параметров упругих шарниров представлен в предыдущих исследованиях [5], в основу которого заложено допущение того, что основные упругие деформации шарнира являются изгибом, а не растяжение и сжатие. Данное свойство шарнира позволяет в дальнейшем определить положение центра жесткости системы резцедержателя, как точку, которая совпадает с центром поворота кулисы B'C'.

Основной задачей кинестатического анализа механизма с построением плана скоростей является определение направлений и величины векторов мгновенной скорости точек N и L и их зависимость от угла направления кулисы B'C' φ_2 , координат положения кулисного камня F, центр которого сориентирован направляющими углами φ_3 и φ_4 относительно точек B и C. Кривошип AB, ED и шатун DC совпадают с направлениями осей упругих вращательных звеньев и сориентированы относительно вертикали под углами φ_1 , φ_6 и φ_5 .

План скоростей движения звеньев рассмотренного плоского механизма отображен на рис. 3 для заданного значения обобщенной координаты φ_1 известных длин звеньев AB, ED, DC длины кулисы B'C', относительных положений кулисного камня F, шарниров B и C, и относительного положения точек N и L звена кулисы.

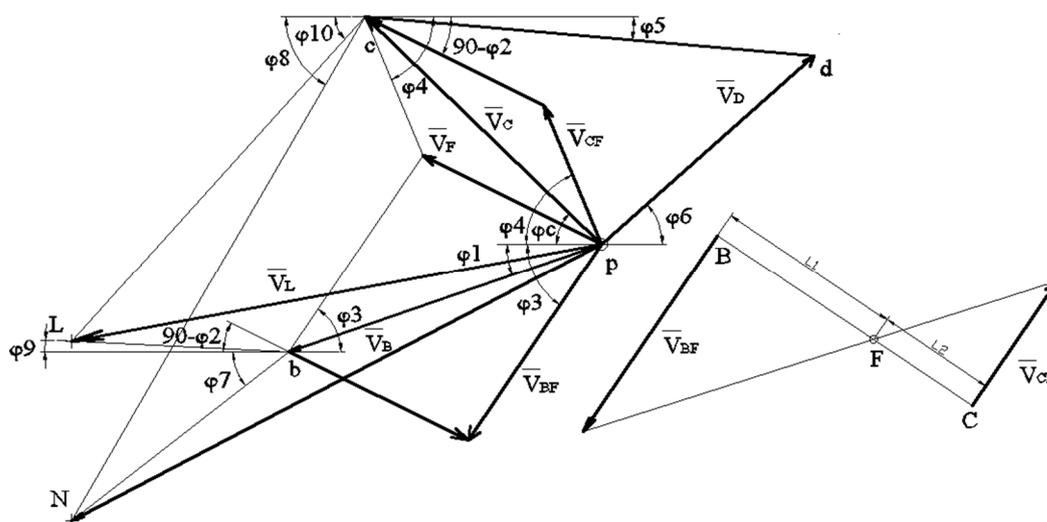


Рисунок 2 – План скоростей движения звеньев эквивалентного плоского кривошипно-кулисного механизма

Построенный план скоростей позволит определить расчетно-графические зависимости величины соотношения параметров приведенной жесткости $\frac{C_{min_N}}{C_{max_N}}$ от величины угла ориентации направления кулисы φ_2 и относительного положения опоры F. Соотношение параметров жесткости приведенных к вершине резца (точка N) определяется по следующей формуле $\frac{C_{min_N}}{C_{max_N}} = \frac{C_{min}}{C_{max_N}} \cdot \sum U_i$, которая была выведена в работе [5] при расчете резцедержателя с ориентированным центром жесткости. Приведенная жесткость элемента упругого вращательного звена C_{min} в большей степени зависит от угловой жесткости упругого шарнира $C_{кр}$ и относительного расстояния между осью шарнира и точкой приведения L. Эти параметры являются конструктивными, их значение в расчетах считаем постоянными. Величина приведенной максимальной жесткости C_{max_N} характеризуется деформациями растяжения сжатия в упругих шарнирах, центры которых находятся на оси приведенной максимальной жесткости, поэтому также считаем этот параметр неизменным и зависимым от конструкции шарнира. Формулы расчетов упругих характеристик шарниров и определение приведенных параметров вращательного звена C_{max_N} и C_{min} используем из методики [5].

Значение суммарного передаточного коэффициента $\sum U_i$ определяет соотношение между скоростями движения всех узлов механизма и скоростью точки N: $\sum U_i = \frac{|V_b|}{|V_N|} + \frac{|V_{bf}|}{|V_N|} + \frac{|V_{cf}|}{|V_N|} + \frac{|V_{cd}|}{|V_N|} + \frac{|V_d|}{|V_N|}$. Анализируя план скоростей движения плоского механизма рис. 3 можно выделить следующую особенность, что центр поворота движения точек N и L находится на пересечении перпендикуляров, проведенных к направлению вектора скоростей, проведенных от этих точек. Любая точка, которая движется вместе с кулисой B'C', вместе с ней выполняет поворот вокруг точки центра поворота. Для удобства определения положения центра поворота, свяжем его положение с направлениями векторов скорости движения точек B и F. Вектор скорости \vec{V}_b по направлению перпендикулярен оси AB, а вектор скорости \vec{V}_f направлен вдоль кулисы B'C', центр поворота для точки N будет пересечением оси шарнира AB и перпендикуляра к B'C', проведенного из точки F. Поскольку деформации растяжения и сжатия в шарнирах резцедержателя являются малыми в сравнении с деформациями изгиба, считаем, что направление упругих деформаций отжимной части резцедержателя совпадает с движением плоского механизма, а центр жесткости упругой системы совпадает с точкой центра мгновенного поворота кулисы плоского механизма. При решении задачи определения упругих параметров системы резцедержателя, считаем положение центра жесткости отжимной части точкой пересечения оси упругого вращательного звена, которая проходит через вершину резца,

с линией действия силы реакции опоры на отжимную часть резцедержателя. Регулирование положения центра жесткости системы резцедержателя осуществляется за счет перемещения опоры путем перестановки опорного штифта в одно из подготовленных отверстий, как это отображено на рис. 3.

Согласно расчетной схеме, а также учитывая предположения относительно деформаций упругих вращательных звеньев, считаем, что величина относительного расстояния l между положением центра жесткости и вершиной резца прямопропорциональна величине S смещения положения опоры вдоль разделяющего паза резцедержателя. Степень пропорциональности зависит от направления ориентации главных приведенных осей жесткости β и направления касательной к цилиндрической грани опоры в точке контакта ее с отжимной частью φ_2 .

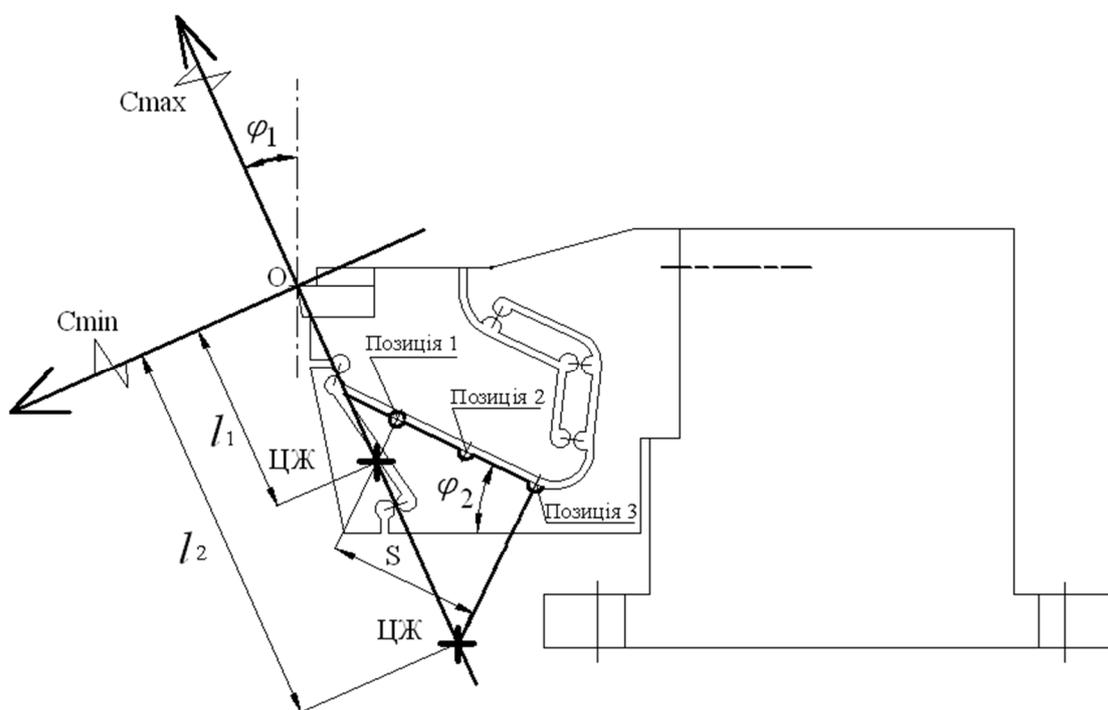


Рисунок 3 - Схема определения координат положения центра жесткости резцедержателя в зависимости от положения опоры

Максимально возможный линейный диапазон изменения положения точки центра жесткости относительно вершины резца по оси максимальной приведенной жесткости δl определяется по формуле:

$$\delta l - l_2 = S / \sin(\varphi_2 + \varphi_1) \quad (1)$$

Величина приведенной минимальной жесткости резцедержателя пропорциональна значению суммарного передаточного коэффициента $\sum U_i$, который определяется с использованием построенного плана скоростей эквивалентного схеме плоского механизма.

Результаты расчетов для резцедержателя в котором приняты следующие величины параметров $\varphi_1 = \beta = 10^\circ; 20^\circ; 30^\circ$, а $\varphi_2 = 60^\circ$ представлены в виде диаграмм зависимости значения суммарного передаточного коэффициента $\sum U_i$ и величины расстояния относительного положения центра жесткости l в зависимости от расположения опоры отжимной части S . Расчетные диаграммы иллюстрируют возможность методики для определения в некотором приближении значений упругих приведенных параметров резцедержателя еще на этапе выбора схемы конструкции.

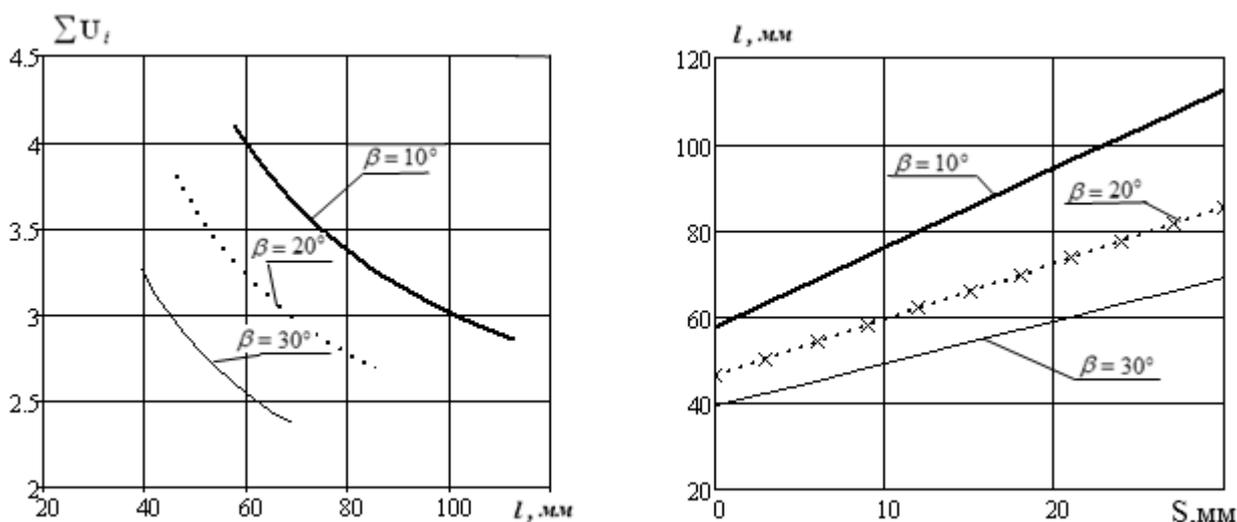


Рисунок 4 - Расчетные зависимости определения суммарного передаточного коэффициента $\sum U_i$ и относительного расстояния положения центра жесткости l от выбора положения опоры

Вывод. Предлагаемая конструкция резцедержателя с регулируемым положением центра жесткости позволяет совместить направление максимальной жесткости упругой системы инструмента с направлением действия силы резания, а также достичь оптимальных упругих параметров динамической системы «резец-суппорт», при которых возможно существенное повышение виброустойчивости обработки на токарном станке. По предложенной автором конструкции резцедержателя [6] реализован стенд экспериментального исследования эффективности использования предлагаемого оборудования для повышения виброустойчивости резания. Экспериментальный стенд построен на базе токарного станка 1к62, первые результаты применения свидетельствуют о возможности увеличении предельно

допустимой глубины резания в сравнении с использованием штатного резцедержателя. Предлагаемая в статье методика является универсальной и позволяет рассчитать в некотором приближении и обеспечить в новом резцедержателе с регулируемым положением центра жесткости необходимые упругие параметры еще на стадии формирования только схемы конструкции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Орликов М.Л., Суховий Б.Ф. Резцедержатель с регулируемым эллипсом жесткости. – Технология и организация производства, 1973. № 10. – с. 35 – 37.
2. Суник Г.П., Ланда Г.Л. Повышение устойчивости врезного точения // Станки и инструмент.-1985.- N 7.-С.24-25.
3. Пат. України на корисну модель № 21427: МПК В23В 29/03/ Різцетримач Шевченко О.В., Вакуленко С.В., Дюмін В.А. – Оpub. 15.03.2007, Бюл. № 3. – 3 с.
4. Вакуленко С. В. Теоретичне дослідження ефективності використання інструментального оснащення з орієнтованим центром жорсткості // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ, вип. №30, 2012. С.101-106
5. Вакуленко С. В. Методика теоретичного визначення приведених пружних параметрів інструментального оснащення з орієнтованим центром жорсткості // Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут», вип.. №65, 2012. С.82-89.
6. Різцетримач: Деклараційний патент України № 98244: МПК В23В 29/04 (2006.01)/ Вакуленко С.В. - Оpub. 27.04.2015, Бюл. № 8.

УДК 621.793.79

ВЛИЯНИЕ ИМПУЛЬСНОЙ ЭЛЕКТРОННО-ЛУЧЕВОЙ ОБРАБОТКИ НА ПОКРЫТИЕ ИЗ ХРОМО-ВАНАДИЕВОГО ЧУГУНА

Б.В. Дампилон¹, А.М. Толстокулаков²

¹кандидат технических наук, доцент кафедры материаловедения в машиностроении, Государственное высшее учебное заведение «Национальный Исследовательский Томский Политехнический Университет», г. Томск, Россия, e-mail: dampilon@ispms.tsc.ru

²студент института физики высоких технологий, Государственное высшее учебное заведение «Национальный Исследовательский Томский Политехнический Университет», г. Томск, Россия e-mail: lst.jimmy@mail.ru

Аннотация. В настоящей работе представлены результаты исследования влияния импульсной электронной обработки и последующего отжига на структуру и твердость покрытий из хромо-ванадиевого чугуна. Покрытия были получены методом электронно-лучевой наплавки на подложке из малоуглеродистой стали. После шлифования поверхности покрытий были обработаны локально импульсным сфокусированным в точку электронным пучком. Результаты исследования показали, что модифицированные зоны