

28. Екельчик В.С., Никифоров Е.В. Нестационарные температурные напряжения в ортотропном вязкоупругом цилиндре из композиционного полимерного материала / В.С.Екельчик, Е.В.Никифоров // Вопросы судостроения. Сер. Технология судостроения. – 1978. – Вып.18. – С.139-145.
29. Болотин В.В., Воронцов А.Н. Образование остаточных напряжений в изделиях из слоистых и волокнистых композитов в процессе отверждения / В.В.Болотин А.Н.Воронцов / Механика полимеров. – 1976. - № 5. – С. 790-795.
30. Ien Chen I., Bogue D.C. Time-dependent stress in polymer melts and reviewof viscoelastic theory / Ien Chen I., D.C. Bogue // Trans. Soc. Rheol. – 1972. – Vol. 16, № 1. – P. 59-78.
31. Bird R.B., Carrean P.I. A nonlinear viscoelastic model for polymer solution and melts.2 / R.B. Bird., P.I. Carrean // Chem. Eng. Sci. – 1968. – Vol.23. – P. 427-434.
32. Carrean P.I., McDonald I.E., Bird R.B. A nonlinear viscoelastic model for polymer solution melts.2 / P.I. Carrean, I.E. McDonald, R.B. Bird // Chem. Eng. Sci. – 1968. – Vol.23. – P. 901-911.
33. Томашевский В.Т., Шалыгин В.Н., Яковлев В.С. Моделирование условий возникновения технологических дефектов в структуре намоточных композитных полимерных материалов / В.Т.Томашевский, В.Н.Шалыгин, В.С.Яковлев // Механика композит. материалов. – 1980. – № 5. – С. 895-900.
34. Александров А.П., Лазуркин Ю.С. Высокоэластическая деформация полимеров / А.П.Александров, Ю.С.Лазуркин // Журн.техн.физики. – 1939. – Т.9, вып.14. – С. 1249-1261.
35. Москвитин В.В., Вайндинер А.И., Соломатин Л.А. О полимеризационных напряжениях в линейных вязкоупругих средах / В.В.Москвитин, А.И.Вайндинер, Л.А.Соломатин // Механика полимеров. – 1968. – № 4. – С. 716-723.
36. Коротков В.Н., Турусов Р.А., Андреевская Г.Д., Розенберг Б.А. Температурные напряжения в полимерных и композитных материалах / В.Н.Коротков, Р.А.Турусов, Г.Д.Андреевская, Б.А.Розенберг // Механика композитных материалов. – 1980. – № 5. – С. 828-834.
37. Болотин В.В., Воронцов А.Н., Мурзаханов Р.Х. Анализ технологических напряжений в намоточных изделиях из композитов на протяжении всего процесса изготовления / В.В.Болотин, А.Н.Воронцов, Р.Х.Мурзаханов // Механика композитных материалов. – 1980. – № 3. – С. 500-508.
38. Гольденблат И.И. Некоторые вопросы теории упругих и пластических деформаций / И.И.Гольденблат. – М. – 1950. –482 с.

**УДК 658. 512**

**Василевич Ю.В., Каштальян Е.И.**

**ПРОГНОЗНАЯ ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК  
МОДУЛЬНЫХ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ СИСТЕМ**

**Белорусский национальный технический университет**

**Минск, Беларусь**

*Рассмотрена задача повышения эксплуатационных характеристик модульных инструментальных систем (МИС) металлорежущего оборудования с числовым программным управлением. Показано, что в качестве критериев для оценки эксплуатационных характеристик МИС целесообразно использовать контактную жесткость и максимальное перемещение в точке приложения нагрузки. Приведена методика оценки контактной жесткости сопряжений соединительных элементов с поверхностями двойного базирования. Выявлены закономерности влияния параметров качества поверхности, сопрягаемых элементов МИС на контактную податливость в стыках соединительных элементов.*

Составной частью технологической оснастки металлорежущего оборудования с числовым программным управлением (ЧПУ) являются модульные инструментальные системы (МИС). Их применение характерно для многоцелевых станков типа «Обрабатывающий центр», что обусловлено широкой номенклатурой используемых на них режущих и вспомогательных инструментов, и разнообразием их присоединительных поверхностей. При изготовлении корпусных деталей сложной конфигурации на многоцелевых станках стоимость инструментальной системы иногда достигает 30—40% стоимости самого оборудования. Одним из способов ее снижения является унификация вспомогательного инструмента. Чаще она сводится к разделению вспомогательного инструмента на элементы (модули), соединяемые

между собой по поверхностям, обеспечивающим быструю и точную ориентацию одного элемента относительно другого.

В состав МИС входят: базовый держатель, удлинители, переходники, патроны, оправки, головки, специальный режущий инструмент. В шпиндель станка крепится базовый держатель. К нему можно присоединить переходники, удлинители, патроны, оправки либо специальный инструмент. В переходники и удлинители можно крепить патроны, оправки, головки и специальный режущий инструмент. Схема возможных вариантов соединения модулей в МИС представлена на рис. 1.



Рис. 1. – Схема соединения модулей инструментальной системы

Благодаря модульности конструкции достигается ряд преимуществ инструментальной системы: уменьшается количество требуемого вспомогательного инструмента; обеспечивается быстрая переналадка; снижается металлоемкость; повышается виброустойчивость инструмента и т.д.

Анализ наиболее распространенных и известных конструкций показывает (таблица 1, что независимо от вида присоединительной поверхности (цилиндрическая, коническая, фасонная и т.д.) посадка осуществляется одновременно и по торцу. Причем доля натяга по торцу должна преобладать и составлять не менее 60 % в случае, когда одна из присоединительных поверхностей коническая. В отдельных случаях применяется сопряжение элементов по цилиндру диаметром 14—50 мм с посадкой *H7/g6*, *H6/g6*, *H6/g5*, *H5/g4*. Кроме того, зазоры в соединении модулей, образованные из-за отклонений размеров в пределах допусков, устраняются с помощью упругих хвостовиков и затяжных элементов: цанг, рычагов, шариков, винтов и т.д. При этом создается натяг по всей площади соединяемых поверхностей. В результате можно получить жесткое соединение, а при определенных требованиях к точности изготовления и балансировке — более высокую, чем у цельного инструмента, виброустойчивость, а, следовательно, и более высокую точность обработки.

Таблица 1 – Примеры модульных инструментальных систем

Виды присоединительных поверхностей	Затяжной элемент или способ крепления	Разработчик (фирма, страна)
Короткий конус и плоский торец	Шарики и осевой зажим	Widia (Германия)
Короткий конус с треугольным профилем	Осевой затяжной винт	Sandvik Coromant (Швеция)
Цилиндрическая и плоский торец	Осевой затяжной винт	Kelch (Германия)
Цилиндрическая и плоский торец	Радиальный затяжной винт	Heinz Kaiser (Швейцария)
Короткий конус и плоский торец	Осевой затяжной винт	Walter (Германия)
Цилиндрическая и плоский торец	Радиальные затяжные винты	SEKO (Швеция)

Одной из основных проблем при создании МИС и разработке рекомендаций по их использованию, является обоснованный выбор конструкции соединительных элементов, от правильности которого в значительной степени зависят надежность, долговечность и стойкость режущего инструмента, а также точность обработки. Соединение элементов при этом должно

обеспечивать плотный контакт сопрягаемых поверхностей, точную ориентацию одного элемента относительно другого, надежность, взаимозаменяемость соответствующих элементов, быстротенность, технологичность изготовления.

Для создания новой модульной инструментальной системы с заданными характеристиками необходимо выбрать критерии достижения этих характеристик и признаки классификации модульной инструментальной системы в целом и отдельных модулей. В качестве таких критериев рекомендуется использовать контактную жесткость и максимальное перемещение в точке приложения нагрузки [1].

**Контактная податливость сопряжения.** Анализ конструкций соединений МИС показал, что в большинстве случаев используются конические сопряжения, а также соединения с двойным базированием типа конус-плоскость. В конических сопряжениях возникают существенные деформации в связи с погрешностью углов конусов сопрягаемых элементов, а также в связи с весьма малой собственной жесткостью хвостовиков, что приводит к неравномерному распределению давлений по длине соединения. Соединения с элементами двойного базирования предполагают наличие двух одновременно контактирующих поверхностей, расположенных под углом друг к другу (в большинстве случаев этот угол составляет  $90^\circ$ ). Поэтому обе плоскости работают в разных условиях контактных деформаций. Одна в условиях действия нормальных напряжений, другая – касательных.

Суммарная жесткость  $j_\Sigma$  двух базирующих поверхностей (рис. 2.) торцевой  $j_T$  и конусной  $j_K$  определяется по следующей формуле [2]

$$j_\Sigma = j_T + j_K$$

Суммарная податливость  $\delta_\Sigma$  при этом определяется из выражения

$$\delta_\Sigma = \frac{\delta_T \delta_K}{\delta_T + \delta_K},$$

где  $\delta_T$  и  $\delta_K$ , податливость торца и конуса соответственно.

Значения  $\delta_T$  и  $\delta_K$  определяются из следующих соотношений:

$$\delta_T = \frac{y_T}{F_T}; \delta_K = \frac{y_K}{F_K},$$

где  $y_T$  и  $y_K$  – упругие контактные перемещения в торцевом и конических стыках в плоскости приложения нагрузки, мкм.;  $F_T$  и  $F_K$  - нагрузки, которые действуют на торцевую и коническую поверхности, соответственно,  $H$ .

Угол  $\theta_0$  наклона в стыке в результате контактных деформаций вызывает существенные перемещения в точке приложения силы резания на рабочем конце инструмента или оправки. Эти перемещения получаются соизмеримыми с прогибами самих оправок (или инструментов) на свободной длине  $L$ .

Упругое перемещение в конических стыках в сечении приложения нагрузки:

$$y_K = \delta_c + \delta_0 + \theta_0 L$$

где  $\delta_c$  - собственные деформации оправки на свободной длине  $L$  (при рассмотрении ее заделанной в сечении 0), мкм;  $\delta_0 + \theta_0 L$  - перемещения в результате контактных деформаций, мкм.

Первое слагаемое, как правило, значительно меньше второго и в большинстве случаев может не учитываться.

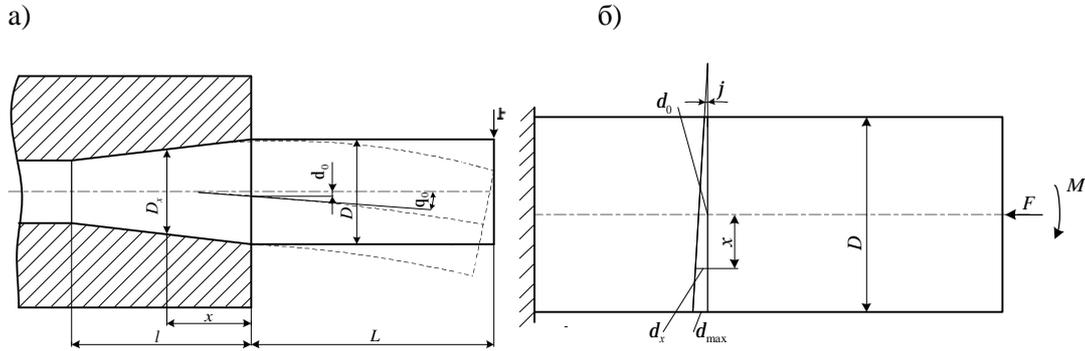


Рис. 2. – Схемы соединения элементов МИС:  
с базированием по конусу (а); с базированием по торцу (б)

Следовательно  $y_K = \delta_0 + \theta_0 L$ ,  $y_T = \varphi L$ ,  
где  $\delta_0$  - начальный прогиб, мкм;  $\varphi$ ,  $\theta_0$  - углы поворота в торцевом и конусном сопряжениях соответственно, град;  $L$  - длина оправки, м.

Суммарная податливость торцевой и конусной поверхностей

$$\delta_{\Sigma} = \frac{\varphi L(\delta_0 + \theta_0 L)}{F_K \varphi L + F_T (\delta_0 + \theta_0 L)}$$

Оправку или концевой инструмент можно рассматривать как консольную балку на упругом основании, которым служат поверхностные слои оправки и отверстия сопрягаемого элемента наладки. Диаметр соединения меняется по длине, поэтому жесткость соединения  $EI_x$  балки и приведенная ширина  $B_x$  упругого основания также переменны по длине

$$D_x = D \left( 1 - \frac{2\alpha x}{D} \right) \quad EI_x = \frac{E\pi D_x^4}{64} \quad B_x = \frac{\pi D_x}{2}$$

где  $2\alpha$  - угол конусности, град;  $D$  - большой диаметр соединения, м;  $D_x$  - диаметр в сечении на расстоянии  $x$  от кромки стыка, м;

Поскольку в соединениях всегда имеется начальный натяг, то принято, что дуга контакта распространяется по всей окружности  $\pi D_x$ , а между упругими перемещениями и давлениями существует линейная зависимость. Дифференциальное уравнение упругой линии для такого соединения следующее [3]

$$\frac{d^2}{dx^2} \left( EI_x \frac{d^2 y}{dx^2} \right) + \frac{B_x}{k} y = 0$$

где  $y$  - прогиб в сечении с координатой  $x$ , мкм.

Граничные условия:

$$\text{при } x=0 \quad \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{EI_x}; \quad \frac{d^3 y}{dx^3} = \frac{F}{EI_x};$$

$$\text{при } x=l \quad \frac{d^2 y}{dx^2} = 0; \quad \frac{d^3 y}{dx^3} = 0,$$

где  $M = FL$  - момент от перерезывающей силы  $F$ , действующей в начале стыка.  
Упругое перемещение  $\delta_0$  и угол наклона  $\theta_0$  в начале стыка

$$\delta_0 = \frac{2F\beta k}{B}(\beta LC_1 + C_2) \quad (1)$$

$$\operatorname{tg}\theta_0 \approx \theta_0 = \frac{2F\beta^2 k}{B \cdot 10^6}(2\beta LC_3 + C_4) \quad (2)$$

где  $F$  - сила, Н;  $L$  - расстояние от кромки стыка до сечения приложения нагрузки, м;  $k$  - коэффициент контактной податливости стыка, мкм/МПа;  $B$  - приведенная ширина стыка,  $B = 0,5\pi D$ ;  $C_1, C_2, C_3, C_4$  - поправочные коэффициенты, учитывающие влияние переменного диаметра (определяют путем решения дифференциального уравнения изгиба);

$\beta$  - показатель жесткости стыка,  $\beta = \sqrt[4]{\frac{B \cdot 10^6}{4EI k}}$ ,  $1/м$ ;

$E$  - модуль упругости (для стали  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа);

$I$  - момент инерции хвостовика в начале стыка,  $I = \frac{\pi D^4}{64}$ ,  $м^4$ .

Угол поворота  $\varphi$  в торцевом стыке (рис. 2.) можно определить по известным зависимостям [3]:

$$\varphi = \frac{kM}{I}$$

где  $k$  - коэффициент контактной податливости  $k = Cm\sigma_0^{m-1}$ , мкм/МПа;  $C$  - коэффициент, зависящий от геометрии поверхности и физических свойств материалов, сопрягаемых деталей;  $m$  - показатель степени (учитывает шероховатость сопрягаемых поверхностей);  $\sigma_0$  - напряжение в стыке,  $\sigma_0 = F_3/S$ ;  $F_3$  - сила затягивания в стыке, Н;  $S$  - площадь стыка,  $м^2$ .

**Упругие контактные перемещения в сопряжениях.** Первичное приложение нагрузки приводит к пластическим деформациям ранее не контактировавших вершин макро- и микро-неровностей. При повторном нагружении, нагрузкой, не превышающей по величине первоначальную, деформации будут иметь упругий характер. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к пластическим деформациям ранее несмещенных поверхностей. Каждое новое нагружение будут сопровождаться упругими деформациями уже пластически сформированных вершин выступов и пластические деформации вершин, ранее не контактировавших и не подвергшихся критическому перемещению. В процессе приработки поверхностей, характер деформаций будет изменяться от пластического к упругому. Однако многократные приложения нагрузок будут приводить к контактному разрушению пластически насыщенных площадок контакта и образованию новых неровностей. Таким образом, контактные сближения будут происходить в результате упругих и пластических деформаций, что можно представить в виде равенства:

$$y_{СТ} = y_{пл1} + y_{пл2} + y_{уп1} + y_{уп2},$$

где  $y_{пл1}$  и  $y_{пл2}$  - пластические контактные деформации поверхностных слоев первой и второй деталей под действием силы, мкм;  $y_{уп1}$  и  $y_{уп2}$  - упругие перемещения нижележащих слоев, мкм.

Величина пластических деформаций контактирующих деталей зависит от площади контакта, шероховатости, волнистости, макроотклонений и физико-механических свойств, согласно работе [4]

$$y_{пл1} = \pi \left( \frac{2\pi R_{a1} W_{z1} H_{max1}}{A k_1' \sigma_{T1}} \right)^{1/3}$$

где  $R_a$  - среднее арифметическое отклонение профиля шероховатости, мкм;

$H_{max}$  - максимальная величина макроотклонения, мкм;  $W_z$  - среднее арифметическое значение пяти наибольших высот волн, мкм;  $\sigma_{T1}$  - напряжение текучести первой детали, для стали 40X  $\sigma_{T1} = 360$  МПа;  $m^2; k_1'$  - степень наклепа;  $A$  - геометрическая площадь контакта,  $m^2$ .

Упругие перемещения нижележащих слоев (для первой детали) под действием приложенной нагрузки могут быть определены по формуле [4]

$$y_{уп1} = 2\pi \frac{1-\mu_1^2}{E_1} k_1' \sigma_{T1} S_m \frac{y_{пл1}}{R_a}$$

где  $\mu$  - коэффициент Пуассона, для металлов  $\mu = 0,25...0,35$ ;  $E$  - модуль упругости,  $E = 2,1 \cdot 10^5$ , МПа.

Аналогичный вид имеют уравнения, используемые для расчета пластических и упругих составляющих контактных перемещений второй детали.

После превышения определенного значения нагрузки начинаются необратимые смещения, а затем может произойти «срыв». Чтобы исключить это явление, стыки, удерживаемые силой трения, необходимо рассчитать таким образом, чтобы смещения в них не переходили в область пластических.

Предварительное смещение контактирующих деталей, характеризующее начала процесса проскальзывания [4]:

$$\delta_{Tmax} = \frac{\pi S_m (y_{СК}^2 - y_{СТ}^2)}{16R_p^2} \quad (3)$$

где  $S_m$  - средний шаг неровностей профиля в пределах базовой длины, мкм;  $R_p$  - расстояние от линии выступов до средней линии, мкм;  $y_{СК}$  - нормальное сближение контактируемых деталей при скольжении, мкм;  $y_{СТ}$  - контактное сближение деталей в статике, мкм.

При этом величина нормального сближения при скольжении будет определяться по формуле

$$y_{СК} = 2(\sqrt{1+f^2} - 1)y_{СТ} \quad (4)$$

где  $u_{CT}$  - контактное сближение в статике, мкм;  $f$  – коэффициент трения покоя сопрягаемых материалов.

Определив по приведенным зависимостям (3) и (4) максимально возможную величину  $\delta_{Tmax}$  этого перемещения, исходя из заданных параметров расчетной системы, можно оценить нагрузочную способность каждой из базирующих поверхностей.

Нагрузочную способность  $F_K$ , вызывающую максимальное упругое перемещение, для конусного соединения определяем из выражения (1), допуская, что значение  $\delta_0$  равно значению  $\delta_{Tmax}$  :

$$F_K = \frac{\delta_{Tmax} B}{2\beta k(\beta LC_1 + C_2)}$$

Находим силу  $F_T$ , вызывающую смещение  $\theta_0$  на торце из выражения (2); приравнявая значения  $\varphi$  и  $\theta_0$

$$F_T = \frac{\theta_0 I}{kL}$$

где  $I$  - момент инерции кольцевого стыка,  $m^4$ .

Сопоставив силы  $F_K$  и  $F_T$  можно оценить, какую долю общей нагрузки несет каждая из соединительных поверхностей.

**Взаимосвязь точности и жесткости сборки соединительных элементов МИС с качеством деталей, изготовленных на станках.** Существует функциональная взаимосвязь между точностью сборки модулей МИС, ее жесткостью и качеством деталей, обработанных на станке с использованием МИС (рис. 3.). После сборки модуля МИС величина первичного отклонения вершины инструмента от номинального положения определяется из выражения [5]

$$e_{\Sigma} = \frac{1}{K_{\Sigma}} \sqrt{\sum_{i=1}^n (A_i k_i e_i)^2}$$

где  $K_{\Sigma}$  – коэффициент относительного рассеяния размера замыкающего звена размерной цепи;  $n$  – число звеньев (элементов модуля);  $k_i$  – коэффициент относительного рассеяния размера  $i$ -го звена;  $e_i$  – перекося или параллельное смещение оси  $i$ -го элемента;  $A_i$  – степень влияния  $i$ -го звена на соседнее (передаточное отношение  $i$ -го звена).

$$A_i = \sum_{i=1}^n l_i / l_{Hi} ,$$

где  $l_i$  – длина вылета  $i$ -го элемента модуля МИС;  $l_{Hi}$  – длина вылета, на котором нормируется величина перекося оси в  $i$ -м сопряжении элементов.

Погрешности, возникающие в процессе обработки с использованием МИС, значительно превышают значение  $e_{\Sigma}$ , так как под действием силы резания элементы системы подвержены изгибным и контактными деформациям.

Суммарная деформация у определяется по следующей зависимости

$$y = F \left( \frac{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\sum_{i=1}^n l_i}{3EI_i} \right)^3}{\sum_{i=1}^n \delta_i} + \sum_{i=1}^n \delta_i \right)$$

где  $F$  – сила нагружения МИС,  $H$ ;  $E$  – модуль продольной упругости, МПа;  $I_i$  – осевой момент сечения  $i$ -го элемента,  $\text{м}^4$ ;  $\delta_i$  – податливость  $i$ -го соединения,  $\text{мкМ/Н}$ ;  $l_i$  – длина вылета  $i$ -го элемента модуля МИС, м.

Для прогнозной оценки влияния рельефа сопрягаемых поверхностей элементов МИС на суммарную деформацию в точке приложения силы резания использованы методы математической статистики. На первом этапе исследований в EXEL был создан информационный массив (рис. 3), в котором содержатся расчетные значения суммарной деформации  $y$  для различных значений параметров, характеризующих рельеф поверхности ( $R_a$ ,  $S_m$ ,  $R_p$ ,  $H_{\max}$ ,  $W_z$ ). При этом использованы значения параметров качества сопрягаемых поверхностей элементов МИС, обработанных по шестому качеству точности. Основные статистические характеристики распределения суммарной деформации  $y$  (среднее арифметическое  $\bar{X}$  и среднее квадратическое отклонение  $s^2$ ) определялись методом моментов [6]. Эмпирические распределения значений  $y$  сравнивались с распределением по закону Гаусса. Удовлетворительность соответствия проверялась по критериям согласия  $\chi^2$  и  $\omega^2$ . Во всех случаях гипотеза о том, что выборка принадлежит нормально распределенной генеральной совокупности, не отвергалась. Некоторые кривые распределения значений  $y$  представлены на рис. 4. – 7.

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	
1	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
2	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
3	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
4	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
6	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
7	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
8	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
9	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
10	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
11	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
12	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
13	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
14	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
15	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
16	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
17	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
18	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
19	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
20	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
21	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
22	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
23	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
24	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
25	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
26	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
27	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
28	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
29	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
30	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160

Рис. 3. – Расчетные значения суммарной деформации для различных параметров, характеризующих рельеф поверхности элементов МИС

Анализ массива, представленного на рис. 3, свидетельствует о том, что значения перемещений, возникающих на конце инструмента под действием нагрузки (силы резания), действующей на нее, соизмеримы со значениями контактных перемещений, возникающих в сопряжении под действием все той же силы. Сопоставив значение суммарного перемещения на конце инструмента с качеством точности получаемого размера, можно судить о точности изготовления детали.

На основе рассчитанных ранее деформаций для заданного диапазона значений параметров волнистости, шероховатости и макроотклонений построена диаграмма распределения значений перемещений на конце инструмента под действием силы резания (рис. 4.).

По данной диаграмме можно выполнить анализ полей рассеивания значений перемещений, а также, плотностей вероятностей распределений и сопоставить полученные данные с полями допусков обрабатываемых заготовок.

Для анализа влияния на суммарное перемещение параметров шероховатости, волнистости и макроотклонений построены кривые нормального распределения значений суммарных перемещений для различных значений параметров шероховатости, при постоянных минимальных, максимальных и средних значениях параметров макроотклонений и волнистости (рис. 5.); для различных значений параметров волнистости, при постоянных минимальных, максимальных и средних значениях параметров шероховатости и макроотклонений (рис. 6.); для различных значений параметров макроотклонений, при постоянных минимальных, максимальных и средних значениях параметров волнистости и шероховатости (рис. 7.).

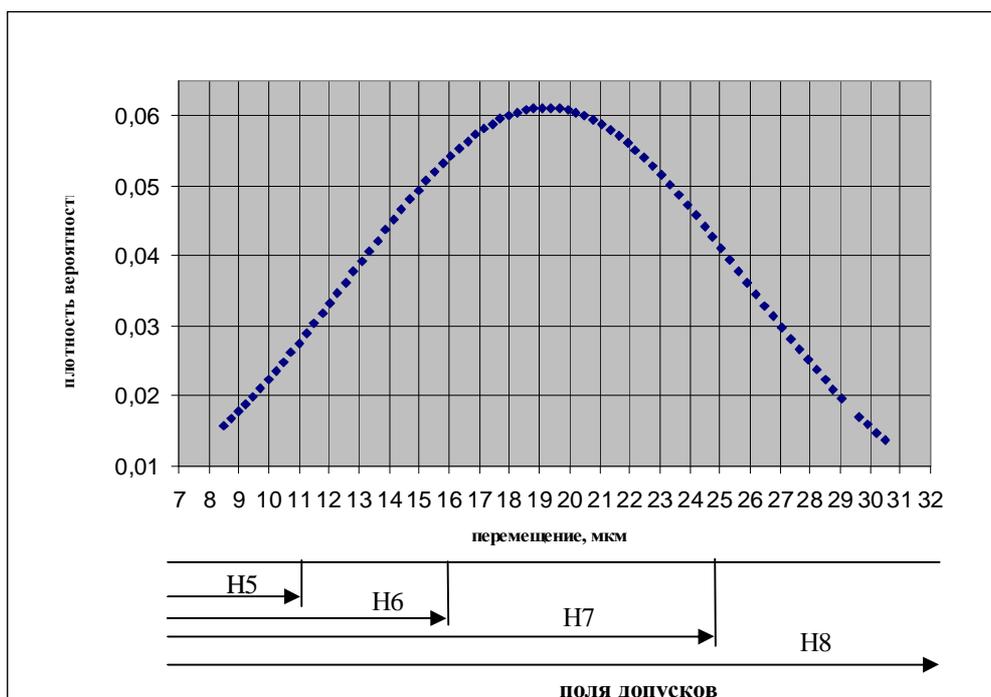


Рис. 4. – Диаграмма распределения суммарных перемещений для различных значений параметров шероховатости, волнистости, макроотклонения

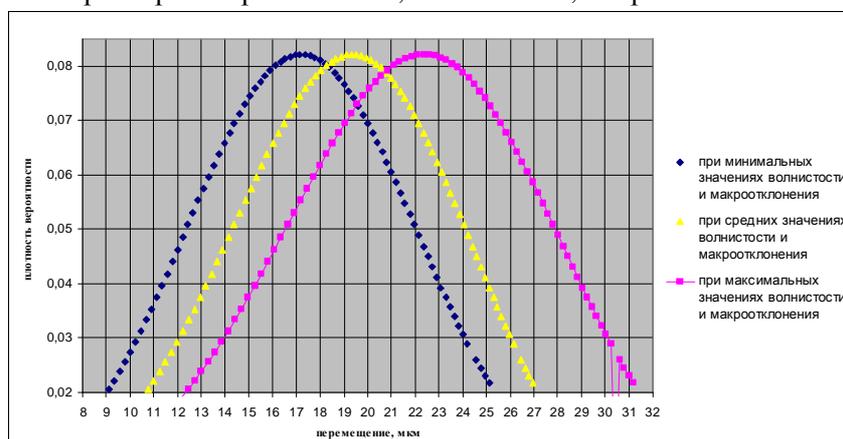


Рис. 5. – Кривые распределения значений суммарного перемещения для различных значений шероховатости, при постоянных минимальных, максимальных и средних значениях параметров волнистости и макроотклонения

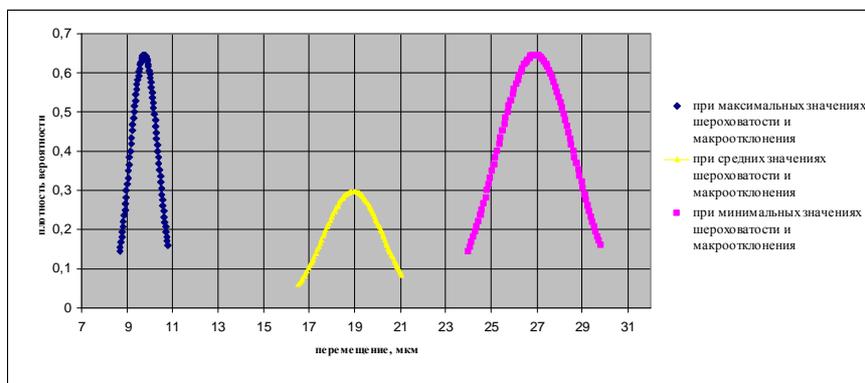


Рис. 6. – Кривые распределения значений суммарных перемещений для различных значений параметров волнистости при постоянных максимальных, минимальных и средних значениях параметров шероховатости и макроотклонения

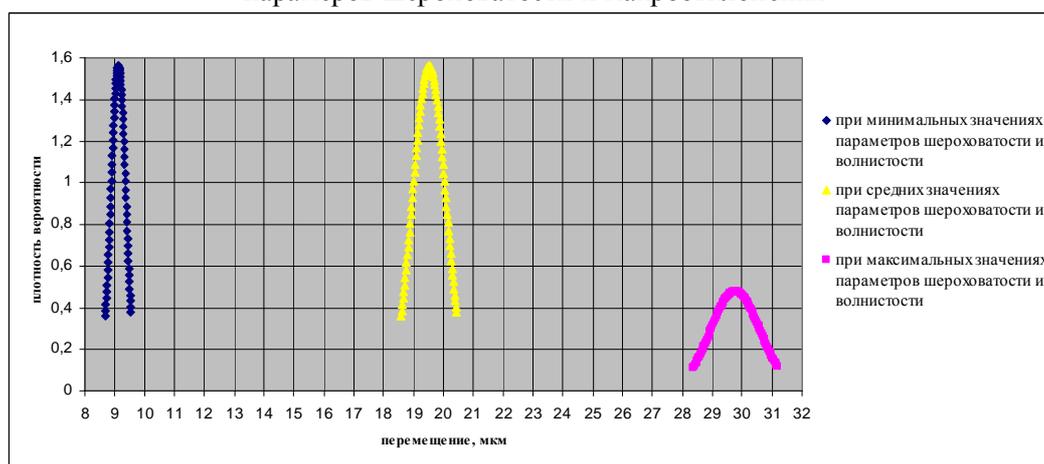


Рис. 7. – Кривые нормального распределения значений суммарных перемещений для различных значений параметров макроотклонения при максимальных, минимальных и средних значениях параметров шероховатости и волнистости

На основе анализа кривых распределения можно сделать вывод, что геометрические параметры поверхностного слоя оказывают заметное влияние на контактную жесткость сопряжений соединительных элементов МИС и суммарное перемещение на конце инструмента, а, следовательно, и на точность обработки. С увеличением значений параметров шероховатости, волнистости и макроотклонений происходит смещение поля рассеивания в сторону увеличения значений перемещений. Причем наибольшее влияние на величину перемещения оказывает шероховатость поверхности.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Гжиров, Р.И. Программирование обработки на станках с ЧПУ: справ./ Р.И. Гжиров, П.П. Серебrenицкий. – Л.: Машиностроение, 1990.-599 с.
2. Маталин, А.А. Технология машиностроения: Учебник для машиностроительных вузов по специальности «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты»/ А.А. Маталин. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985. – 496 с.
3. Левина, З.М. Контактная жесткость машин/ З.М. Левина, Д.Н. Решетов.- М., «Машиностроение», 1971. – 264 с.
4. Сулов, А.Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей/ А.Г. Сулов. – М.: Машиностроение, 1987.- 208 с..
5. Фельдштейн, Е.Э. Обработка деталей на станках с ЧПУ: учеб. пособие/ Е.Э. Фельдштейн, М.А. Корниевич. – 3-е изд., доп. – Минск: Новое знание, 2008. – 299 с.
6. Степнов, М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний/ М.Н. Степнов. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.