

УДК 621.01/004.896

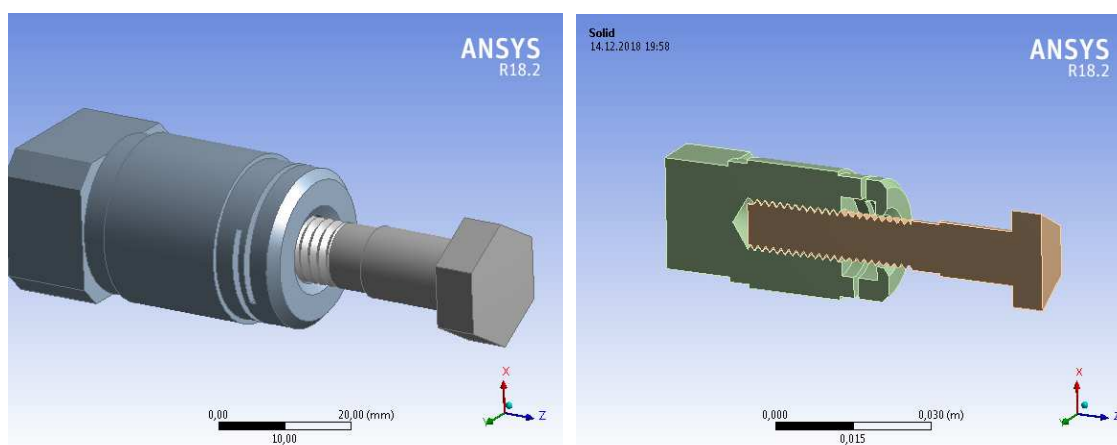
**ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ  
РАСТОЧНЫХ ИНСТРУМЕНТОВ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ  
РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ****Е.М. ТИХОН***(Представлено: д-р техн. наук, проф. Н.Н. ПОПОК)*

*Рассмотрена система блочно-модульных расточных режущих инструментов с микрометрической настройкой лезвий, произведено моделирование резьбового соединения винт-втулка проанализирована модель напряжений и перемещений в резьбовом соединении, разработана математическая модель расчета напряжений и перемещений в блочно-модульных расточных режущих инструментах, даны рекомендации по проектированию высокоточных расточных головок.*

Точность сборных режущих инструментов с регулируемыми резцовыми вставками (блоками), например, расточных режущих инструментов зависит от точности исполнения резьбового соединения «винт-гайка». Для повышения точности этого резьбового соединения чаще всего используется разрезная гайка (втулка), которая позволяет регулировать зазоры в резьбе и тем самым, повышать точность перемещения резцовых вставок [1].

Как правило, соединение винта с втулкой происходит в сжатом состоянии втулки. Приведение резьбового соединения в рабочее положение производится путем снятия напряжения сжатия, в результате которого происходит компенсация зазоров в резьбовом соединении [2]. При этом ставится задача по выбору размеров нарезаемых пазов во втулке – глубины, ширины, шага пазов и других параметров, обеспечивающих требуемую точность перемещений.

Для решения этой задачи произведено моделирование резьбового соединения винт-втулка в программной среде «ANSYS» (рис. 1).

**Рисунок 1. – Трехмерная модель втулки и винта**

Моделируется резьба М12 с шагом 0,5 и 1 мм, выполненная с точностью 6g. Глубина прорезаемого паза – 18 и 21 мм, ширина паза 1 и 1,5 мм, шаг паза – 2 и 2,5 мм (ширина выступа 1 и 1,5 мм). Составляется план эксперимента (моделирования), включающий три фактора – глубину, ширину, шаг паза во втулке, варьируемые на двух уровнях – максимальном и минимальном их значениях. При изменении осевой нагрузки на резьбу от 50 до 200Н рассматривается напряжение в резьбовом соединении и перемещения винта.

Цель эксперимента (моделирования) – определение предельной осевой нагрузки, при которой гарантируется минимальный зазор в резьбовом соединении и требуемая точность перемещений резцовой вставки.

Анализ результатов моделирования показывает (рис. 2), что с увеличением нагрузки величины перемещения и напряжения растут, причем наиболее приемлемыми для последующих исследований являются образцы под номера 1, 4, 5 и 8, так как не возникает слишком больших и слишком малых нагрузок. Из этих вариантов выбирается наиболее рациональный образец под номером 1, так как он имеет наибольшие перемещения и обеспечивает минимальные зазоры в резьбовом соединении при любом значении нагрузки.

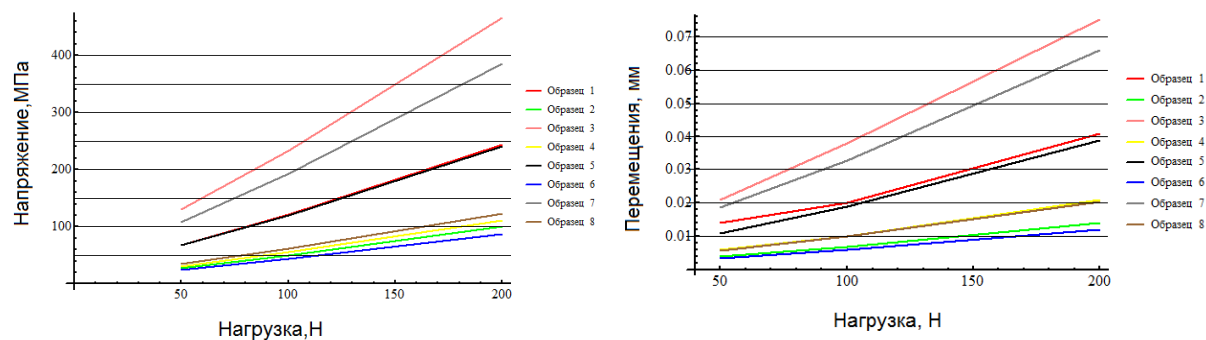


Рисунок 2. – Графики зависимости напряжений и перемещений от нагрузки

На основе результатов моделирования была разработана *математическая модель* расчета напряжений и перемещений в блочно-модульных расточных режущих инструментах, позволяющая оптимизировать геометрические параметры винта и разрезной втулки в механизмах настройки режущих лезвий (рис. 3).



Рисунок 3. – Схема физической модели перемещений

Формулы, описывающие данную модель:

$$y_1 = a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_3 \cdot x_3;$$

$$y_2 = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_3 \cdot x_3;$$

где  $y_1 = \Delta$  – величина перемещения, мм;

$y_2 = \sigma$  – величина напряжения, МПа;

$x_1, x_2, x_3$  – факторы:

$x_1 = b$  – ширина паза, мм;

$x_2 = t$  – шаг паза, мм;

$x_3 = B$  – глубина паза, мм;

$a_1, a_2, a_3, b_1, b_2, b_3$  – коэффициенты регрессии.

Результаты расчетов величин перемещений и напряжений представлены в таблицах 1 и 2.

Статистическая обработка результатов расчетов позволила получить формулы в следующем виде:

$$\Delta = -0,0283 - 0,00124 \cdot b - 0,0175 \cdot t + 0,00325 \cdot B;$$

$$\sigma = 39,285 - 11,575 \cdot b - 75,95 \cdot t + 6,23 \cdot B.$$

Таблица 1. – Результаты расчетов напряжений

№	Параметры пазов			Напряжение $\sigma$ , МПа		
	Ширина b, мм	Шаг t, мм	Глубина В, мм	Нагрузка 50Н	Нагрузка 100Н	Нагрузка 200Н
1	0,5	1	18	55,98	101,74	213,51
2	0,5	2	18	25,57	50,2	100,43
3	0,5	1	21	89,33	192,36	421,6
4	0,5	2	21	46,45	65,37	110,77
5	1	1	18	53,01	120,48	240,96
6	1	2	18	24,5	43,76	87,51
7	1	1	21	83,08	162,42	344,84
8	1	2	21	34,27	61,42	122,77

Таблица 2. – Результаты расчетов перемещений

№	Параметры пазов			Перемещение $\Delta$ , мм		
	Ширина b, мм	Шаг t, мм	Глубина В, мм	Нагрузка 50Н	Нагрузка 100Н	Нагрузка 200Н
1	0,5	1	18	0,014	0,02	0,041
2	0,5	2	18	0,0039	0,007	0,014
3	0,5	1	21	0,021	0,038	0,075
4	0,5	2	21	0,0059	0,01	0,021
5	1	1	18	0,011	0,019	0,039
6	1	2	18	0,0034	0,006	0,012
7	1	1	21	0,0185	0,033	0,066
8	1	2	21	0,0057	0,01014	0,0203

В результате исследования установлены зависимости параметров пазов в разрезной втулке резьбового микрометрического соединения необходимых для достаточного предварительного натяга в резьбовом соединении, необходимого для выборки зазоров в соединении при его эксплуатации.

Получена математическая модель расчета напряжений и перемещений в блочно-модульных точных режущих инструментах, позволяющая оптимизировать геометрические параметры винта и разрезной втулки в механизмах настройки режущих лезвий.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Н.Н. Попок, Анализ тенденций проектирования инструментальных систем. Часть 1. Термины и системы обозначений режущих пластин, державок и модулей // Вестник ПГУ, сер. 1 – №3 – 2012. – 71–81 с.
2. Н.Н. Попок, Анализ тенденций проектирования инструментальных систем. Часть 2. Механизмы крепления модулей // Вестник ПГУ, сер. 1, №11, 2012. – 11–19 с.