

Величина изменения формы зуба заготовки под действием пластического деформирования поверхностного слоя металла определяется, в основном, припуском под обработку. Наилучшие результаты получаются при припуске на обработку в пределах от 0,02 до 0,04 миллиметра с каждой стороны зуба заготовки. При завышении припусков на обработку металл может накапливаться в районе ножки зуба, что может привести к поломке накатника.

При профильном накатывании с продольным движением подачи ( $S_{\text{прод}}$ ) наличие на накатниках заборного конуса предопределяет появление и радиального движения подачи, скорость которого ( $S_{\text{пп}}$ ) зависит от величины угла заборного конуса:

$$S_{\text{пп}} = S_{\text{прод}} \operatorname{tg} \beta, \quad (4)$$

где:  $S_{\text{пп}}$  – скорость движения поперечной подачи;  $S_{\text{прод}}$  – скорость движения продольной подачи;  $\beta$  – угол заборного конуса накатника.

Угол заборного конуса обычно лежит в пределах 5 ... 15 град. Поэтому величина скорости поперечной подачи равна:  $S_{\text{пп}} = (0,09 \dots 0,2)S_{\text{прод}}$ .

Следовательно, при накатывании с продольным движением подачи величина поперечной подачи (а следовательно, и завал зуба), будет значительно меньше, чем при накатывании с поперечным движением подачи.

Для накатывания тремя накатниками типично обжатие детали, что дает возможность работать с большей скоростью деформаций, большими применяемыми силами и, следовательно, с меньшим временем на обработку.

За счет установки накатников по вершинам равностороннего треугольника в процессе обработки создается центрирующий эффект, что хорошо разгружает технологическую систему СПИД.

#### **Выводы**

1. Холодное профильное накатывание с продольным движением подачи обеспечивает большую точность обработки по сравнению с накатыванием с поперечным движением подачи.
2. Накатывание тремя накатниками обеспечивает большую производительность обработки, чем накатывание одним или двумя накатниками.

### **Обеспечение качества изготовления буровых долот**

д.т.н., проф. Вержанский А.П., Махненко А.Н.  
Московский государственный горный университет  
(499) 2302492

*Аннотация.* В статье рассмотрена методика расчета точности неподвижных соединений с использованием метода групповой взаимозаменяемости

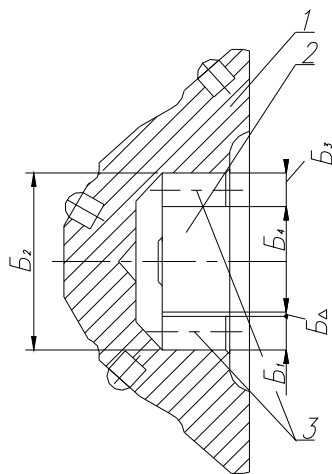
*Ключевые слова:* зубчатое колесо, накатывание, спираль, движение подачи, погрешность профиля.

Одним из характерных изделий, выпускаемых для горнодобывающей отрасли, является трехшарошечное долото Ш-244.5 ОК-ПГВ с твёрдосплавными шарошками, которое является буровой насадкой к специальным станкам для буровзрывного способа добычи руды. Долото обеспечивает бурение в очень крепких горных породах и рудах с  $f \geq 15$  по Протодьяконову. Основными деталями данного изделия являются корпус долота, три лапы, на которых располагаются три шарошки с многочисленными зубцами (рисунок 1).

В корпус шарошки запрессовываются твердосплавные зубцы, а сам корпус шарошки устанавливается на лапу. Для снижения трения между лапой и корпусом шарошки установлены цилиндрические и сферические тела качения. На рисунке 1 приведена размерная цепь, определяющая тепловой зазор  $B_{\Delta}$ , создаваемый в роликовой опоре шарошки:

$$B_{\Delta} = -B_1 + B_2 - B_3 - B_4$$

При вращении долота зубцы трех шарошек перекатываются, попеременно внедряются в горную породу и под действием осевой нагрузки вызывают её разрушение.



**Рисунок 1 – Схема установки шарошки: 1 - корпус шарошки; 2 - лапа; 3 - ролики**

Режущую способность шарошек создают твердосплавные зубцы (резцы), расположенные в трех рядах по периметру, на вершине и на обратном конусе шарошки. Общее число зубцов на одной шарошке равно 66, а на долоте, состоящем из трех шарошек, количество зубцов составляет 198 штук. Различный износ, затупление и выкрашивание отдельных зубцов приводит к потере режущей способности долота, к изменению баланса нагрузки на трех комплектных шарошках. Следствием этого является отклонение (увод) долота от задаваемого при бурении осевого направления.

Установку твердосплавных зубцов в корпус шарошки осуществляют путем их запрессовки, при которой обеспечивается посадка  $\varnothing 10 \text{ H9/z11}$ . Для этого в корпусе шарошки создают на многоцелевом станке сетку базовых отверстий, каждое из которых задается определенными линейными и угловыми координатами.

Все базовые отверстия  $\varnothing 10 \text{ H9}$  обрабатывают путем выполнения трех переходов: 1- сверление  $D_1 = 9,4^{+0,4}$ ; 2 - зенкерование  $D_2 = 9,8^{+0,1}$ ; 3 – развертывание в окончательный размер  $D_3 = 10^{+0,04}$ . Это означает, что имеет место общее уточнение базового отверстия  $\varepsilon_{об}$ , получаемое как отношение допуска  $T_3 = 0,04$ , достигаемого после развертывания, к допуску  $T_1 = 0,4$ , полученному на первом переходе после сверления.

$$\varepsilon_{об} = T_1/T_3 = 0,4/0,04 = 10.$$

Многочисленные зубцы получают путем спекания твердого сплава. Базирование зубца осуществляется по цилиндрической поверхности  $d = 10^{+0,13}_{+0,04}$ , выполняющей роль двойной направляющей базы, и по примыкающему к ней торцу. Таким образом, предельные значения натяга (наибольшего  $N_{нб}$  и наименьшего  $N_{нм}$ ), получаемого при установке зубцов в корпус шарошки соответственно составляют:

$$N_{нб} = \Delta_d^B - \Delta_D^H = 0,13 - 0 = 0,13 \text{ мм},$$

$$N_{нм} = \Delta_d^H - \Delta_d^B = 0,04 - 0,04 = 0 \text{ мм},$$

где  $\Delta_d^B, \Delta_d^H$  - предельные отклонения базовых отверстий в шарошке;

$\Delta_d^B, \Delta_d^H$  - предельные отклонения базовой цилиндрической поверхности зубцов.

Анализ полученных значений показывает, что при запрессовке зубцов может иметь место нулевой натяг  $N_{нм} = 0 \text{ мм}$ , при этом изменение натяга в соединении составляет:

$$\Delta_N = N_{нб} - N_{нм} = 0,13 \text{ мм}.$$

Все это отрицательно сказывается на прочности соединения зубца с корпусом шарошки. При отсутствии натяга или при его малых значениях силы резания, возникающие при бурении породы, отрывают зубцы от корпуса шарошки, следствием чего является потеря режущей способности долота.

С целью устранения этого дефекта и обеспечения стабильного качественного соединения зубца с шарошкой с гарантированным большим натягом  $N = 0,08 \dots 0,1$  мм предложено заменить принятый согласно технологии сборки метод полной взаимозаменяемости на метод групповой взаимозаменяемости, т.е. перейти на селективную сборку зубцов с корпусом шарошки.

Для расчета количества групп сортировки и предельных отклонений диаметральных размеров отверстий  $D$  и зубцов  $d$  в группах представим рассматриваемое соединение как трехзвенную размерную цепь, в которой замыкающим звеном является создаваемый натяг  $N$ , а составляющими звеньями – диаметральные размеры отверстия  $D$  и вала  $d$ .

$$N = d - D.$$

Согласно расчетному условию реализации метода групповой взаимозаменяемости допуски увеличивающего  $d$  и уменьшающего  $D$  звеньев должны быть равными  $T_d = T_D$  [1]. Для этого уменьшим нижнее отклонение базовой цилиндрической поверхности зубца до значения  $\Delta_d^H = 0,09$  мм, в результате требования к точности базовой поверхности зубца составят  $d = 10_{0,09}^{0,13}$  и соответственно получим:

$$T_d = T_D = 0,04 \text{ мм.}$$

Для получения соединений с малым числовым разбросом натяга  $\Delta_N \Rightarrow \min$  принимаем четыре группы сортировки  $n = 4$  (I, II, III, IV), в которых допуски на диаметральные размеры отверстий и зубцов составляют 0,01 мм. В результате получим следующую таблицу 1 сортировки зубцов и распределения отверстий по четырем группам.

Таблица 1

	Группа I		Группа II		Группа III		Группа IV	
	$\Delta^H$	$\Delta^B$	$\Delta^H$	$\Delta^B$	$\Delta^H$	$\Delta^B$	$\Delta^H$	$\Delta^B$
Зубцы $d = 10_{0,09}^{0,13}$	0,09	0,1	0,1	0,11	0,11	0,12	0,12	0,13
Отверстия $D = 10^{+0,04}$	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04

Проверку правильности разбиения зубцов и отверстий на 4-и группы и правильности назначения предельных отклонений размеров в группах выполняем по формулам:

$$N_{нб} = \Delta_d^B - \Delta_D^H; N_{нм} = \Delta_d^H - \Delta_d^B.$$

$$\text{Для группы I: } N_{нб} = 0,1 - 0 = 0,1; N_{нм} = 0,09 - 0,01 = 0,08.$$

$$\text{Для группы IV: } N_{нб} = 0,13 - 0,03 = 0,1; N_{нм} = 0,12 - 0,04 = 0,08.$$

Таким образом, проверка подтвердила правильность расчета предельных отклонений размеров отверстий в шарошках и диаметральных размеров зубцов при сортировке их по четырем группам. При таком разбиении различие величины натяга в соединениях не превышает 20%, что составляет 0,02 мм.

В процессе сборки с помощью проходных и непроходных калибров измеряются фактические размеры отверстий в шарошках, а затем по приведенной выше таблице выбираются зубцы соответствующего диаметра. В результате достигается прочное качественное соединение зубцов с корпусом шарошки, при котором значительно повышается стойкость бурильных долот.

### Литература

1. Проектирование технологии автоматизированного машиностроения. Под ред. ЮМ. Соломенцева. М.:Высшая школа, 1999. 416с.