

УДК 534.11(075.8), 621.952.8

К. М. Иванов, доктор технических наук, профессор, Балтийский государственный технический университет «Военмех» имени Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург

П. Д. Яковлев, кандидат технических наук, доцент, Балтийский государственный технический университет «Военмех» имени Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург

С. П. Яковлев, аспирант, Балтийский государственный технический университет «Военмех» имени Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ОБРАЗОВАНИЯ УВОДА ПРИ ГЛУБОКОМ СВЕРЛЕНИИ ОТВЕРСТИЙ МАЛОГО ДИАМЕТРА ПОВЫШЕННОЙ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ДЛИНЫ

Введение

Детали с глубокими точными отверстиями малых диаметров (менее 23,0 мм) с отношением длины к диаметру (относительной длиной) более 100 являются главными элементами целого ряда сложных технических систем общего и специального назначения.

Основной проблемой, возникающей при изготовлении таких отверстий, является предотвращение брака дорогостоящих деталей по уводу и непрямолинейности оси при выполнении основной технологической операции обработки отверстия – операции глубокого сверления [1]. Последняя осуществляется с применением специального инструмента и технологической оснастки с наружным подводом смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ) по схеме «заготовка вращается – инструмент имеет поступательное движение подачи». При этом частота вращения заготовки достигает 3000 об/мин, а давление СОЖ – 15 МПа [2, 3]. Инструмент в виде сверлильной головки одностороннего резания, установленной на борштанге (стебле) кольцевого поперечного сечения, имеет низкую продольно-поперечную жесткость, длина его рабочей части (вылет) соответствует текущей глубине сверления, а погрешности первоначального направления сверлильной головки через кондукторную втулку маслоприемника, динамическая неуравновешенность заготовки и ряд других факторов приводят к кинематическому возмущению инструмента с частотой вращения заготовки и дальнейшему развитию увода по длине сверления.

Таким образом, процесс образования увода является динамическим, а вылеты борштанги могут проходить резонансные значения, что может приводить к существенным изменениям величины и направления вектора увода по длине сверления. Анализ результатов исследований процессов образования увода и других погрешностей отверстий при глубоком сверлении и растачивании [4–6 и др.] показал, что они выполнены либо применительно к решению конкретных производственных задач, либо не учитывают особенностей процессов глубокого сверления отверстий малых диаметров повышенной относительной длины.

Математическая модель процесса образования увода

При разработке модели увода считалось, что упругая система «сверлильная головка – стебель» испытывает кинематическое возмущение с частотой вращения заготовки из-за базирования сверлильной головки на поверхность просверленного отверстия, имеющую радиальное биение. Величина биения зависит от величины начального увода, который имеет место практически всегда из-за погрешностей первоначального направления сверлильной головки через кондукторную втулку маслоприемника [7, 8], а также дальнейшего развития увода по длине сверления.

Поступательное движение сверлильной головки от механизма подачи станка в системе координат, связанной с вращающейся заготовкой, будем считать направленным по касательной к упругой линии стебля в сечении, проходящем через середину пятна контакта направляющих шпонок сверлильной головки с поверхностью просверленного отверстия [9]. Инструмент, состоящий из сверлильной головки и стебля, принимается за стержень постоянного кольцевого поперечного сечения; крепление стебля в задней части маслоприемника полагаем соответствующим заделке, а опору сверлильной головки на поверхность просверленного отверстия – шарнирно-подвижной с постоянным коэффициентом жесткости c_{ϕ} , характеризующим сопротивление наклону сверлильной головки в просверленном отверстии в плоскости вектора ее скорости в системе координат, связанной с заготовкой.

При разработке модели учитывалось влияние на продольно-поперечные колебания инструмента сил внешнего гидродинамического трения, обусловленного воздействием на стебель потока СОЖ, коэффициентом k , принимаемым по данным [10]; гистерезисных потерь в материале борштанги (логарифмический декремент затухания δ принят согласно рекомендациям [11]).

В результате выполненных теоретических и экспериментальных исследований разработана динамическая модель процесса образования увода с учетом особенностей глубокого сверления отверстий малых диаметров повышенной относительной длины. Модель формулируется в виде дифференциального уравнения

$$\frac{d\bar{Y}(\bar{\xi})}{d\bar{\xi}} = D(\bar{\xi})\bar{Y}(\bar{\xi}), \quad (1)$$

записанного в безразмерных комплексных переменных: $\bar{Y}(\bar{\xi}) = Y(\xi/m_x)/m_Y$ – величина амплитуды кинематического возмущения стебля в месте расположения сверлильной головки или увода в текущем сечении $\bar{\xi} = \xi/m_x$ обработки (масштабы переменных: $m_x = \sqrt{UEJ/P_x}$; $m_Y = U\rho gFEJ/P_x^2$, где EJ – изгибная жесткость стебля (E – модуль продольной упругости материала стебля; J – момент инерции поперечного сечения), ρF – погонная масса стебля (ρ – плотность материала стебля, F – площадь поперечного сечения стебля), P_x – осевая сила резания) с начальным условием $\bar{Y}(0) = \bar{Y}_0$, где Y_0 – начальный увод.

В уравнении (1) использованы следующие обозначения:

$$D(\bar{\xi}) = F_Y(\bar{\xi})/\Delta(\bar{\xi}); \quad \Delta(\bar{\xi}) = \Delta_{ш}(\bar{\xi}) + \bar{c}_\phi \Delta_3(\bar{\xi}),$$

$$\Delta_{ш}(\bar{\xi}) = \frac{v}{\mu} \left[(v^2 + \mu^2) \left(F_{12}(\bar{L}_0 + \bar{\xi}) - \frac{\mu}{v} F_{21}(\bar{L}_0 + \bar{\xi}) \right) \right] -$$

опредетитель системы уравнений для нахождения постоянных интегрирования в случае, когда контакт сверлильной головки с поверхностью просверленного отверстия моделируется шарнирной опорой (параметр $c_\phi = 0$, $\bar{c}_\phi = m_x/(EJ)c_\phi$),

$$\Delta_3(\bar{\xi}) = \frac{v}{\mu} \left[2\mu(1 - F_{11}(\bar{L}_0 + \bar{\xi})) + \frac{v^2 - \mu^2}{v} F_{22}(\bar{L}_0 + \bar{\xi}) \right] -$$

опредетитель при жесткой заделке (параметр $c_\phi \rightarrow \infty$),

$$F_Y(\bar{\xi}) = \frac{v}{\mu} \left[\mu(2\mu v F_{22}(\bar{L}_0 + \bar{\xi}) + (v^2 - \mu^2)(F_{11}(\bar{L}_0 + \bar{\xi}) - 1)) \right],$$

$$F_{11}(x) = \text{ch } vx \cos \mu x, \quad F_{12}(x) = \text{ch } vx \sin \mu x,$$

$$F_{21}(x) = \text{sh } vx \cos \mu x, \quad F_{22}(x) = \text{sh } vx \sin \mu x,$$

$$\mu = \sqrt{\bar{c}} \sqrt{\frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \bar{\omega}_y^2}}, \quad v = \sqrt{\bar{c}} \sqrt{-\frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \bar{\omega}_y^2}},$$

$$\bar{\omega}_y^2 = \bar{\omega}_y^2 / \bar{c}, \quad \bar{\omega}_y^2 = \bar{\omega}^2 - i\gamma\bar{\omega}, \quad \bar{c} = c - id, \quad c = 1/(1+u^2),$$

$$d = u/(1+u^2), \quad \omega - \text{угловая скорость вращения заготовки};$$

$$\gamma = \frac{k}{P_x} \sqrt{\frac{UEJ}{\rho F}} - \text{безразмерный коэффициент}$$

$$\text{внешнего вязкого трения; } U = \frac{1-\varepsilon^2}{1+\varepsilon^2}, \quad V = \frac{2\varepsilon}{1+\varepsilon^2},$$

$\varepsilon = \frac{\delta}{2\pi}$ согласно данным [12], $u = V/U$; L_0 – начальный вылет стебля (расстояние от места закрепления стебля в маслоприемнике до переднего торца заготовки);

Анализ модели

Исследования уравнения (1) проводились численными методами для диапазона диаметров сверления 5,0...22,0 мм, различных режимов резания, исходных значений начального увода и относительных длин отверстий до 500. В качестве примера на рис. 1, 2 представлены характерные графики изменения увода по длине обработки. Сравнение с экспериментом проводилось на примере глубокого сверления отверстий диаметром $d_0 = 12,0$ – $22,0$ мм в заготовках длиной $L = 1200$ – 4000 мм ($L/d_0 = 100$... 335).

Анализ полученных зависимостей показывает следующее.

1. Графики изменения увода по длине сверления представляют собой сложные пространственные кривые, состоящие из отдельных участков, каждый из которых содержит зону увеличения, точку локального максимума (стабилизации) и зону уменьшения увода, а также области резкого изменения величины и направления вектора увода, которые соответствуют резонансным формам продольно-поперечных колебаний инструмента. Значения вылета стебля $L_{пр}^{(i)}$ и $L_{пр}^{(i)}$, при которых достигаются локальные максимумы и наступает резонанс на i -й форме продольно-поперечных колебаний соответственно, для конкретного диаметра сверления существенно зависят от частоты вращения заготовки и определяются из условия равенства нулю числителя и знаменателя правой части уравнения (1).

2. Учет внешнего вязкого и внутреннего трения позволяет описать поведение инструмента в критических и закритических областях. После прохождения очередной зоны происходит увеличение увода. Изменение увода по длине сверления до и в зоне первого резонанса хорошо согласуется с результатами ранее проведенных экспериментов (рис. 1). Общий характер изменения увода по длине обработки без учета резонансных областей может быть описан огибающей кривой вида возрастающей экспоненты, что согласуется с имеющимися результатами замеров заготовок валов.

3. Коэффициент \bar{c}_ϕ влияет на форму вынужденных колебаний стебля. Увеличение c_ϕ в шарнирной опоре, моделирующей контакт режущей пластины и направляющих шпонок с поверхностью просверленной части отверстия, приводит к смещению $L_{пр}^{(i)}$ в сторону больших вылетов стебля, а также уменьшению накопленного увода ($\bar{Y} - \bar{Y}_0$). При $\bar{c}_\phi \rightarrow \infty$ правая часть уравнения (1) обращается в ноль, и накопления увода по длине обработки не происходит. Полученный результат хорошо согласуется с практикой использования при обработке глубоких отверстий инструментов (например, расточных головок) с принудительным разжимом направляющих шпонок. Однако в условиях глубокого сверления отверстий диаметром 5,0...23,0 мм повышенных относительных длин использовать инструмент

с принудительным разжимом направляющих шпонок затруднительно.

Выводы и практические рекомендации

На основании полученных результатов можно предложить следующие основные мероприятия по уменьшению увода и непрямолинейности оси.

1. Обеспечение минимальных величин погрешностей первоначального направления сверлильной головки в маслоприемнике, которое может быть реализовано путем повышения точности и качества изготовления сверлильных головок и кондукторных втулок, повышения точности, жесткости маслоприемника и стойки маслоприемника, использования маслоприемников с невращающейся кондукторной втулкой, исключение центровых отверстий на торцах заготовок.

2. Выбор оптимальных режимов резания с учетом того, что диапазон рабочих подач при глубоком сверлении отверстий диаметром 5,0...23,0 мм с относительной длиной более 100 ограничен величинами 0,01...0,03 мм/об [13], а частота вращения заготовки должна выбираться как с учетом обеспечения минимальных амплитуд поперечных колебаний заготовки, так и минимальных значений увода оси; постоянный контроль износа режущей части инструмента и его принудительная переточка с целью недопущения значительного возрастания осевой силы P_x .

3. Обеспечение минимальных величин амплитуд поперечных колебаний заготовок в процессе сверления из-за дисбаланса отдельных участков; достигается за счет тщательной подготовки заготовки к выполнению операции глубокого сверления, использования необходимого количества люнетов для установки заготовки, повышения жесткости технологической оснастки.

Однако перечисленные мероприятия не могут обеспечить стабильного получения глубоких отверстий с величинами увода и непрямолинейности в пределах, установленных техническими требованиями. Необходима разработка более эффективных методов уменьшения увода. Одним из таких методов является управление уводом.

Результаты анализа полученного уравнения позволяют предложить ряд методов управления уводом. В частности, наличие зон убывания увода при вылетах стебля $\bar{L}_{пр}^{(1)} < L^* < L_{пр}^{(1)}$ может служить основой для разработки системы управления уводом при глубоком сверлении отверстий с постоянным вылетом L^* стебля [14]; такая система может быть реализована путем использования инструмента с жесткой дополнительной опорой, расположенной на расстоянии L^* от сверлильной головки. Осуществление данного метода требует проведения дополнительных теоретических и экспериментальных исследований по разработке алгоритма управления.

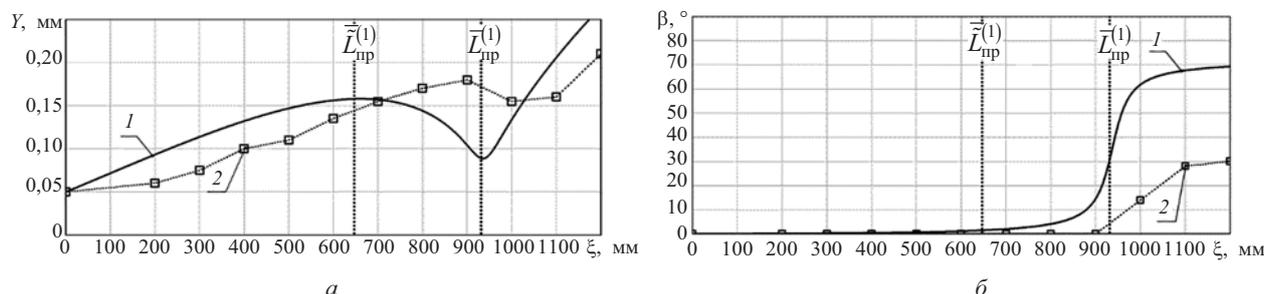


Рис. 1. Изменение величины (а) и фазы (б) увода по длине обработки: 1 – расчетные кривые, 2 – экспериментальные кривые; диаметр сверления 12,0 мм; материал заготовки – сталь 30ХН2МФА 290...310 НВ; $n = 1500$ об/мин; $s_0 = 0,015$ мм/об

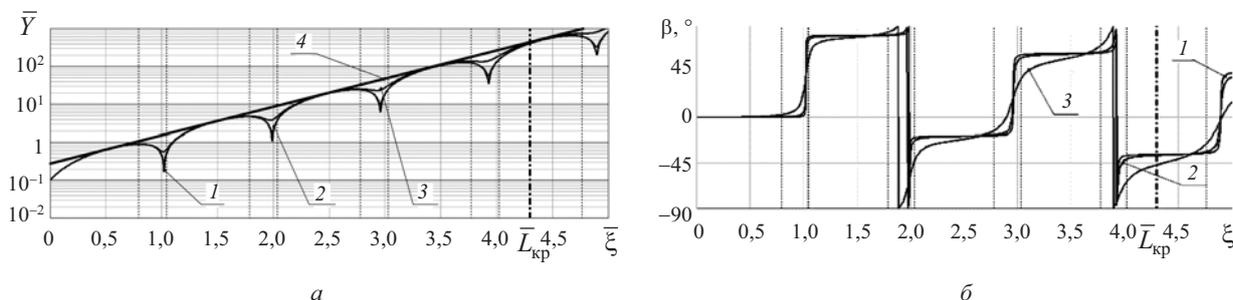


Рис. 2. Расчетные кривые абсолютной величины (а) и фазы (б) увода при $\bar{L}_0 = 0,2$; $\bar{Y}_0 = 10^{-4}$; начальной фазы комплексного вектора увода $\beta_0 = 0$; $\bar{\omega} = 10$; $\delta = 1,5 \cdot 10^{-2}$; $\bar{c}_\phi = 0$ и различных безразмерных коэффициентах внешнего вязкого трения: 1 – $\gamma = 10^{-3}$, 2 – $\gamma = 10^{-1}$, 3 – $\gamma = 1$, 4 – огибающая

Библиографические ссылки

1. Немцев Б. А., Яковлев П. Д., Яковлев С. П. Технология глубокого сверления отверстий малых диаметров

с наружным подводом СОЖ // Металлообработка. – 2015. – № 4(88). – С. 19–24.

2. Там же.

3. Обработка глубоких отверстий / Н. Ф. Уткин, Ю. И. Кижняев, С. К. Плужников [и др.] ; под общ. ред. Н. Ф. Уткина. – Л. : Машиностроение, Ленингр. от-ние, 1988. – 269 с.

4. Там же.

5. Гуськов А. М. Исследование динамической устойчивости инструмента при глубоком сверлении : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М. : МВТУ, 1977. – 14 с.

6. Ушаков А. И. Динамические процессы при обработке глубоких отверстий : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М. : МВТУ, 1974. – 16 с.

7. Немцев Б. А., Яковлев П. Д., Яковлев С. П. Указ. соч.

8. Обработка глубоких отверстий.

9. Там же.

10. Гуськов А. М. Указ. соч.

11. Ушаков А. И. Указ. соч.

12. Гуськов А. М. Указ. соч.

13. Немцев Б. А., Яковлев П. Д., Яковлев С. П. Указ. соч.

14. Яковлев П. Д., Яковлев С. П. Разработка алгоритма управления уводом при глубоком сверлении отверстий малых диаметров повышенной относительной длины // Проблемы механики современных машин : материалы VI Междунар. конф. – Т. 2. – Улан-Удэ : Изд-во ВСГУТУ, 2015. – С. 267–272.

Получено 09.01.2017

УДК 621.833.01

В. Н. Анферов, доктор технических наук, профессор, Сибирский государственный университет путей сообщения, Новосибирск

А. В. Кузьмин, аспирант, Сибирский государственный университет путей сообщения, Новосибирск

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА САМОТОРМОЖЕНИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СПИРОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ

Спиroidная передача по принципу действия относится к передачам червячного типа, но имеет перед червячной передачей некоторые существенные преимущества, объясняющиеся фундаментальными отличиями геометрии и кинематики спиroidного зацепления [1]. Эти преимущества определяют перспективность использования спиroidной передачи в механизмах машин как более прогрессивного аналога червячной передачи. На практике это отражается в расширяющемся применении спиroidных передач в механизмах машин всех отраслей промышленности, где распространены червячные передачи.

Спиroidная передача (как и большинство передач червячного типа) относится к классу *самотормозящих* механизмов, которые можно привести в движение только со стороны входного звена (червяка), а попытка привести механизм в движение со стороны выходного звена (колеса) вызывает затормаживание. Возможность самоторможения является важнейшим свойством спиroidной передачи, влияние которого на свойства механизма в целом следует оценивать и учитывать на самых первых этапах проектирования. В настоящей статье рассмотрены вопросы геометрического, математического и физического моделирования спиroidного зацепления, проведенного с целью оценки самоторможения спиroidной передачи.

Характерной особенностью спиroidной передачи является несимметричность профиля витка червяка в осевом сечении (рис. 1). Рабочая сторона витка червяка называется *правой*, а обратная сторона – *левой* [2]. Делительный осевой угол профиля витка спиroidного червяка с правой стороны обозначается α_{xR} и обычно принимается равным 8° ; такой же угол

с левой стороны обозначается α_{xL} и обычно находится в диапазоне $28...32^\circ$ [3].

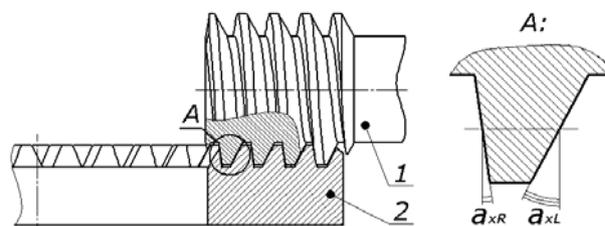


Рис. 1. Профиль витка спиroidного червяка в осевом сечении: 1 – червяк; 2 – колесо спиroidное

Для анализа самоторможения спиroidной передачи определим зависимость ее работоспособности от делительного угла подъема витка червяка γ в тяговом режиме обратного хода. Оценку работоспособности проведем при помощи параметра, находящегося в основе свойства самоторможения, – коэффициента полезного действия η'_c . Для этого необходимо выяснить математическую функциональную зависимость КПД η'_c спиroidной передачи от угла γ .

Геометрическая силовая модель спиroidного зацепления в тяговом режиме обратного хода (рис. 2) содержит векторы следующих сил: F_{n12} – нормальная сила реакции со стороны зуба колеса на виток червяка; $F_{тр}$ – сила трения между контактирующими поверхностями; F_{r12} – полная сила реакции; F_d – движущая сила в зацеплении, являющаяся проекцией реакции F_{r12} на плоскость колеса xPz ; $F_{п.с}$ – сила полезного сопротивления в зацеплении, являющаяся проекцией силы F_{r12} на плоскость червяка xPz .