

УДК 621.952

Бохонский А.И., д-р техн. наук, профессор; Головин В.И., ст. преподаватель*Севастопольский национальный технический университет**ул. Университетская, 33, г. Севастополь, Украина, 99053**E-mail: vig220@mail.ru***К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ СВЕРЛА**

С целью обоснования долговечности сверла анализируется его напряженно-деформированное состояние при статических и динамических нагрузках, возникающих в процессе сверления глубоких отверстий.

Процесс сверления отверстий, в особенности глубоких, в труднообрабатываемых материалах, к которым относятся высокопрочные, жаростойкие, нержавеющие, титановые и другие высоколегированные сплавы, связан с необходимостью выбора инструментов, режимов и методов обработки, а также рациональных конструкций электроинструмента. Дефекты, которые сопровождают операцию глубокого сверления, могут возникать вследствие увода оси сверла от заданного направления, вибраций, приводящих к огранке на поверхности обрабатываемого отверстия, а также изменений силовой нагрузки на инструмент в процессе заглабления, приводящих к поломкам инструмента [1].

1. Напряженно-деформированное состояние сверла при сжатии и кручении

В процессе сверления инструмент испытывает сложное сопротивление – сжатие с кручением. Изгиб возможен в связи с внецентренным приложением продольной силы.

Целью статьи является анализ факторов, влияющих на долговечность сверла при сверлении глубоких отверстий.

Представляет интерес вычисление центрально приложенной продольной силы, при которой возможна потеря устойчивости. Критическая сила сверла (рисунок 1) определяется по формуле Эйлера

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EJ_{min}}{(v \cdot l)^2},$$

где E – модуль упругости материала сверла ($E = 2 \cdot 10^{11}$ Па); J_{min} – минимальный осевой момент инерции поперечного сечения сверла; EJ_{min} – изгибная жесткость сверла; v – коэффициент приведения длины ($v = 0,7$); l – длина сверла (принято $l = 0,2$ м).

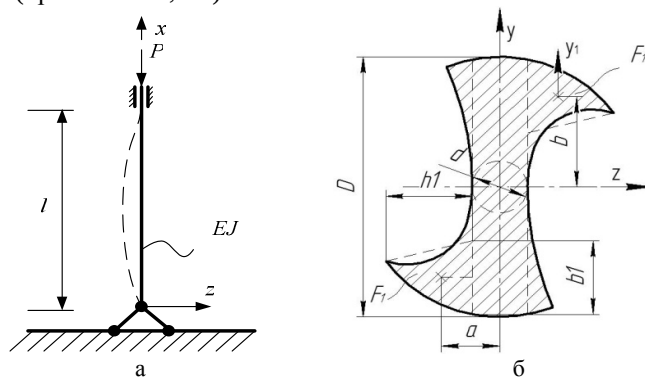


Рисунок 1 – Продольный изгиб сверла (а) и поперечное сечение сверла (б)

Для определения минимального момента инерции поперечного сечения сверла (J_{min}) приближенно рассматривается сечение сверла как сложной геометрической фигуры, состоящей из прямоугольника и двух треугольников.

Момент инерции сечения J_y , относительно которой он минимален, определяется следующим образом:

$$J_y = J_y^{\Pi} + 2J_y^{F_1} = \frac{dD^3}{12} + 2(J_{y_1}^{F_1} + F_1 \cdot a^2), \quad F_1 = \frac{1}{2}b_1h_1, \quad a = \frac{h_1}{3} + \frac{b_1}{2}.$$

Здесь J_y^{Π} – момент инерции прямоугольника; $J_{y_1}^{F_1}$ – момент инерции треугольника относительно оси y ; $J_{y_1}^{F_1}$ – момент инерции треугольника относительно оси y_1 ; D – высота прямоугольника ($D = 0,008$ м); d – ширина прямоугольника ($d = 0,0016$ м); b_1 – высота треугольника ($b_1 = 0,0022$ м); h_1 – ширина треугольника ($h_1 = 0,0024$ м); F_1 – площадь треугольника; a – расстояние от оси сечения сверла до центра треугольника. Для рассматриваемого поперечного сечения сверла следует:

$$F_1 = 2,64 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, \quad a = 0,0019 \text{ м}, \quad J_{y_1}^{F_1} = \frac{h_1 b_1^3}{12} = 2,13 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4,$$

$$J_y = \frac{dD^3}{12} + 2(J_{y_1}^{F_1} + F_1 \cdot a^2) = 9,16 \cdot 10^{-11} \text{ м}^4.$$

Критическая сила, при которой возможна потеря устойчивости $P_{кр} = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{(v \cdot l)^2} = 9225 \text{ Н}$.

Допускаемое напряжение на устойчивость вычисляется как

$$[\sigma]_y = \sigma_{кр} / n_y, \quad \sigma_{кр} = P_{кр} / F,$$

где F – площадь поперечного сечения сверла ($F = 2,108 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$); n_y – коэффициент запаса на устойчивость (для сталей $n_y = 3$); $\sigma_{кр}$ – критическое напряжение.

$$\sigma_{кр} = 4,4 \cdot 10^8 \text{ Па}, \quad [\sigma]_y = 1,46 \cdot 10^8 \text{ Па}.$$

Для исключения потери устойчивости необходимо выполнение условия $\sigma_0 \leq [\sigma]_y$, где $\sigma_0 = N_{\max} / F$ – действующее напряжение; $\sigma_0 = 4,74 \cdot 10^7 \text{ Па}$; $N_{\max}$ – максимально возможная продольная сила при сверлении ($N_{\max} = 1000 \text{ Н}$). Следовательно, в данном случае условие устойчивости выполняется ($4,74 \cdot 10^7 < 1,46 \cdot 10^8$). При исключении продольного изгиба сверла (в установившемся режиме сверления – при статическом равновесии исходной прямолинейной формы) должно выполняться условие прочности с учетом сложного сопротивления – сжатия и кручения

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma],$$

где τ – касательное напряжение при кручении; $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение. Напряжения вычисляются следующим образом:

$$\sigma = N_{\max} / F, \quad \tau = M_{кр}^{\max} / W_p.$$

Здесь W_p – полярный момент сопротивления поперечного сечения сверла; $M_{кр}^{\max}$ – максимальный крутящий момент при сверлении ($M_{кр}^{\max} = 86 \text{ Н} \cdot \text{м}$). Для момента сопротивления следует $W_p = \frac{J_p}{D/2}$, где J_p – полярный момент инерции поперечного сечения сверла, находится как $J_p = J_z + J_y$.

Момент инерции относительно оси z находится по аналогии с вычисленным моментом инерции относительно оси y и равен $J_z = 9,24 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4$. Полярный момент инерции равен $J_p = 1,825 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$, следовательно

$$W_p = 4,56 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Откуда $\tau = 1,88 \cdot 10^7 \text{ Па}$, $\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = 6,05 \cdot 10^7 \leq [\sigma]$. Эквивалентные напряжения, вычисленные согласно теории прочности, не превышают допускаемых ($6,05 \cdot 10^7 < 1,6 \cdot 10^8$).

2. Исследование колебаний сверла

Около установившегося положения равновесия происходят сложные смешанные колебания сверла. Для исследования продольных и крутильных как наиболее характерных колебаний сверла найдены частоты собственных колебаний. Например, частота первого тона продольных колебаний сверла как консольного стержня вычисляется по формуле

$$P_1 = \frac{\pi}{2\ell} \sqrt{\frac{E}{\rho}} = 39770 \text{ с}^{-1},$$

где ρ – плотность материала. Частота первого тона крутильных колебаний для сверла с закреплением одного сечения вычисляется как

$$P_1^* = \frac{\pi}{2\ell} \sqrt{\frac{G}{\rho}} = 25153 \text{ с}^{-1},$$

где G – модуль упругости второго рода. Как следует из теории колебаний, при внезапном приложении постоянной во времени продольной силы перемещения и напряжения увеличиваются в два раза. Аналогично увеличиваются касательные напряжения при внезапном приложении крутящего момента, что может иметь место в фазе врезания, если нагрузки возрастают почти внезапно, т.е. в этом случае $\sigma_0 = 2\sigma$, $\tau_0 = 2\tau$. Тогда эквивалентные напряжения определяются как $\sigma_{\text{экр}} = 2\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = 1,21 \cdot 10^8 \leq [\sigma]$.

В этом случае для данного типа сверла эквивалентные напряжения также не превышают допускаемых ($1,21 \cdot 10^8 < 1,6 \cdot 10^8$).

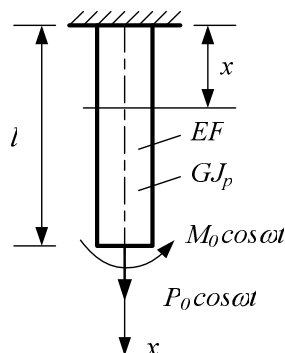


Рисунок 2 – Динамическая модель продольных и крутильных колебаний сверла

В случае вынужденных продольных колебаний решение дифференциального уравнения

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0$$

при граничных условиях $u(0, t) = 0, EF \frac{\partial u(l, t)}{\partial x} = P_0 \cos \omega t$ находится как

$$u(x, t) = \frac{P_0 c_0}{EF \omega \cos\left(\frac{\omega}{c_0} l\right)} \sin\left(\frac{\omega}{c_0} x\right) \cos \omega t,$$

где ω – частота вращения сверла; P_0 – амплитудное значение вибрационного воздействия; $c_0 = \sqrt{E/\rho}$ – коэффициент. Согласно закону Гука нормальные напряжения в этом случае равны:

$$\sigma = E \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{P_0}{F \cos\left(\frac{\omega}{c_0} l\right)} \cos\left(\frac{\omega}{c_0} x\right) \cos \omega t.$$

Например, при $x = l, t = 0$ следует $\sigma_l = P_0 / F$.

В случае вынужденных крутильных колебаний решение дифференциального уравнения

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} - \frac{1}{c_1^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = 0,$$

где $c_1 = \sqrt{G/\rho}$, при граничных условиях

$$\varphi(0, t) = 0, \quad GI_p \frac{\partial \varphi(l, t)}{\partial x} = M_0 \cos \omega t,$$

где M_0 – амплитудное значение вибрационного воздействия, решается по методу Фурье

$$\varphi(x, t) = \frac{M_0 c_1}{GJ_p \omega \cos\left(\frac{\omega}{c_1} l\right)} \sin\left(\frac{\omega}{c_1} x\right) \cos \omega t.$$

Касательные напряжения в этом случае равны

$$\tau = G\gamma = G\theta \frac{D}{2} = \frac{Gd}{2} \frac{\partial \varphi}{\partial x} = \frac{M_0 D}{2J_p \omega \cos\left(\frac{\omega}{c_1} l\right)} \cos\left(\frac{\omega}{c_1} x\right) \cos \omega t.$$

Например, при $x = l, t = 0$ следует $\tau = M_0 / W_p$.

Таким образом, в связи с вынужденными колебаниями, обусловленными вибрационной детерминированной нагрузкой, имеют место переменные нормальные и касательные напряжения; при этом суммарные эквивалентные напряжения не должны превышать допускаемых.

В связи с повторно-переменными напряжениями, которые обусловлены смешанными (продольно-крутильными) колебаниями сверла, при оценке общего запаса прочности должны учитываться нормальные и касательные напряжения. Для исключения отказов (повреждения или разрушения сверла)

необходимо, чтобы при эксплуатации внутренние усилия несущественно отличались от истинных запасов несущей способности сверла.

3. Расчет сверла на усталость

При повторных знакопеременных динамических нагрузках представляет интерес расчет инструмента на усталостную прочность. При этом прочность обеспечивается, если вычисленный коэффициент запаса больше нормативного. При расчете на усталостность применяется стандартная процедура расчета, используемая в механике деформируемого твердого тела [2].

Определение эффективных коэффициентов концентрации нормальных и касательных напряжений

$$k_{\sigma} = 1 + q_{\sigma}(\alpha_{\sigma} - 1) = 1,6, \quad k_{\tau} = 1 + q_{\tau}(\alpha_{\tau} - 1) = 1,52,$$

где $\alpha_{\sigma}, \alpha_{\tau}$ – теоретические коэффициенты концентраций ($\alpha_{\sigma} = 2, \alpha_{\tau} = 2$); q_{σ}, q_{τ} – коэффициенты чувствительности к концентрации нормальных и касательных напряжений ($q_{\sigma} = 0,6, q_{\tau} = 0,52$);

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2} = 2,37 \cdot 10^7 \text{ Па},$$

$$\sigma_c = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2} = 2,37 \cdot 10^7 \text{ Па},$$

$$\tau_a = \frac{(\tau_{\max} - \tau_{\min})}{2} = 9,4 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

$$\tau_c = \frac{(\tau_{\max} + \tau_{\min})}{2} = 9,4 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $\sigma_{\max}, \sigma_{\min}$ – максимальные и минимальные значения нормальных напряжений цикла ($\sigma_{\max} = 4,74 \cdot 10^7 \text{ Па}, \sigma_{\min} = 0$); $\tau_{\max}, \tau_{\min}$ – максимальные и минимальные значения касательных напряжений цикла ($\tau_{\max} = 1,88 \cdot 10^7 \text{ Па}, \tau_{\min} = 0$).

Определение запаса усталостной прочности по нормальным напряжениям

$$n_{\tau} = \frac{\sigma_{-1}}{\psi_{\sigma}\sigma_c + \sigma_a k_{\sigma} / k_F k_V} = 5,47,$$

где k_F – коэффициент влияния шероховатости ($k_F = 0,95$); k_V – масштабный коэффициент ($k_V = 0,95$); σ_{-1} – предел выносливости материала по нормальным напряжениям ($\sigma_{-1} = 2,4 \cdot 10^8 \text{ Па}$); ψ_{σ} – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла по нормальным напряжениям ($\psi_{\sigma} = 0,2$).

Определение запаса усталостной прочности по касательным напряжениям

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\psi_{\tau}\tau_c + \tau_a k_{\tau} / k_F k_V} = 7,33,$$

где τ_{-1} – предел выносливости материала по касательным напряжениям ($\tau_{-1} = 1,4 \cdot 10^8 \text{ Па}$); ψ_{τ} – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла по касательным напряжениям ($\psi_{\tau} = 0,17$).

Проверка условия прочности

$$n = \frac{n_{\tau} n_{\sigma}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = 4,39 > [n],$$

где $[n]$ – нормативный коэффициент запаса прочности на усталостную прочность ($[n] = 4$).

Выполненные исследования напряженно-деформированного состояния инструмента позволяют оценить его несущую способность, при сочетании различных динамических воздействий. Показано, что надежность инструмента обеспечивается, если в процессе сверления внутренние усилия при динамических нагрузках не превышают допускаемых. Процедура расчета необходима для обоснования выбора инструмента.

В дальнейшем предполагается в моделях расчета учесть случайный характер динамических воздействий, которые сопровождают процесс сверления глубоких отверстий.

Библиографический список

1. Григорьян Г.Д. Элементы надежности технологических процессов / Г.Д. Григорьян. — Киев-Одесса: Выща школа, 1984. — 214 с.
2. Соппротивление материалов. 5-е изд., перераб. и доп. / Под ред. акад. АН УССР Г.С. Писаренко. — К.: Выща шк. Головне изд-во, 1986. — 775 с.

Поступила в редакцию 12.08.2008 г.