

А. М. Должанский /д. т. н./,
О. А. Бондаренко /к. т. н./, И. Н. Ломов /к. т. н./
Национальная металлургическая академия
Украины

Д. Ю. Ключев /к. т. н./
Донецкий национальный университет
экономики и торговли имени Михаила
Туган-Барановского

Определение параметров и эффективности применения шнекового нагнетателя технологической смазки при волочении. Сообщение 1

Разработан метод расчета параметров приводного шнекового нагнетателя для обеспечения жидкостного режима трения при волочении проволоки с применением сухой мыльной смазки. (Ил. 2. Библиогр.: 6 назв.).

Ключевые слова: волочение, технологическая смазка, шнековый нагнетатель, расчет параметров.

Method for parameters calculating of the screw supercharger and its drive mode for the liquid friction wire drawing with dry soap is developed.

Key words: drawing, technological lubricant, screw supercharger, parameters dimension.

В качестве технологической смазки при так называемом «сухом» волочении используют высушенные и измельченные соли жирных кислот (мыла) естественного или искусственного происхождения в чистом виде или с функциональными добавками. Такая смазка в предочаговой зоне волокни постепенно разогревается, уплотняется, претерпевает термохимические превращения и переходит из порошкообразного в вязко-пластичное состояние. При «мокром» волочении в качестве смазки обычно используют масла в чистом виде или с присадками или соответствующие эмульсии. При превышении некоторого порога давления исходная жидкая смазка также может приобретать свойства вязко-пластичной жидкости [1].

Проволока, проходя сквозь слой смазочного вещества, захватывает его силами адгезии и вовлекает в волоку согласно законам гидродинамики. Так в очаге деформации формируется режим трения, который принято характеризовать соответствующим безразмерным показателем [1]:

$$k = \frac{\xi}{R_a}, \quad (1)$$

где ξ – толщина разделительного смазочного слоя; R_a – высота микрорельефа в очаге деформации.

При $k \geq 3$ смазка практически полностью разделяет трущиеся поверхности волокни и проволоки, а режим трения становится жидкостным. Экспериментальные и теоретические данные свидетельствуют о том, что волочение в таком режиме сопровождается минимизацией трения,

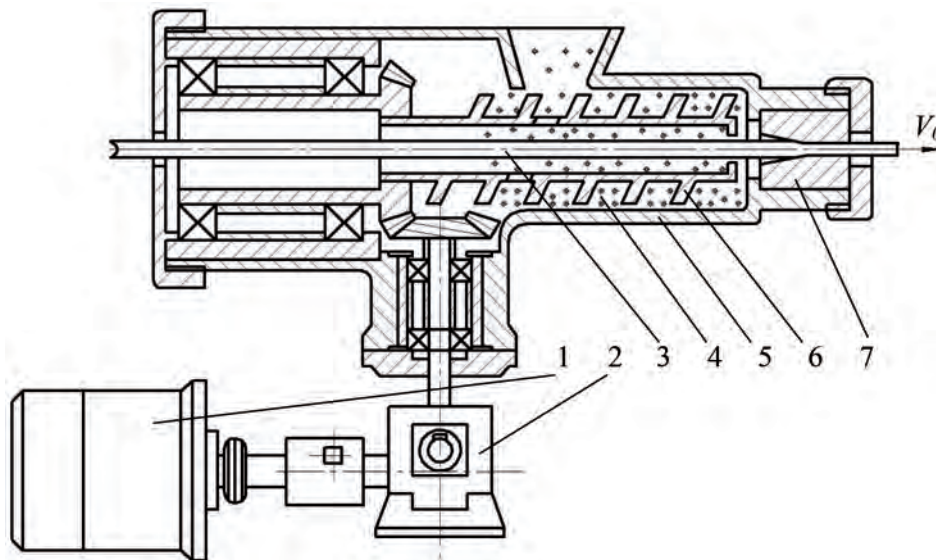
что приводит к уменьшению на 5...15 % энергозатрат на деформацию металла, повышению стойкости волок и уменьшению обрывности в 1,5...3 раза [2 и др.].

Однако захватывающей способности проволоки и естественного гидродинамического подпора смазки может оказаться недостаточно для формирования режима жидкостного трения.

Для интенсификации поступления смазки в предочаговую зону монолитных волок эффективным в ряде случаев оказывается применение приводных нагнетателей. Такие устройства размещают перед рабочей волокой и герметически закрепляют на последней [1, 2 и др.]. В частности одной из типичных конструкций, которая положительно себя зарекомендовала на практике, является нагнетатель шнекового типа (рис. 1) [3 и др.]. При этом открытым остается вопрос о соотношении энергетических затрат на привод рабочего органа нагнетателя и экономии энергии при волочении вследствие его применения.

Работа нагнетателей вязко-пластичной жидкости, в частности мыльной технологической смазки, при волочении проволоки характеризуется сложной зависимостью между кинематическими и геометрическими параметрами шнека, расходом, давлением и температурой, которые создаются на выходе устройства (и, соответственно, на входе в рабочую волоку). При этом давление и расход смазки в предочаговой зоне волокни должны соответствовать условиям на выходе нагнетателя.

В результате, проблемной становится задача определения рациональных параметров шнеко-



1 - электродвигатель; 2 - редуктор и ременная передача; 3 - заготовка; 4 - смазка (мыльный порошок); 5 - корпус; 6 - лопасти шнека; 7 - волока

Рис. 1. Устройство для нагнетания технологической смазки при волочении проволоки

вого нагнетателя, включая характеристики его привода: мощность, момент и скорость с учетом особенностей механической передачи. Существенным также может оказаться ограничение длины такого устройства размерами оснастки волочильного стана.

Поэтому целью всей работы стала, прежде всего, разработка метода определения характеристик шнекового нагнетателя вязко-пластичной технологической смазки для обеспечения жидкостного режима трения, а в дальнейшем - также оценка эффективности применения такого устройства при волочении.

Учтем, что необходимая мощность N привода шнекового нагнетателя определяется формулой:

$$N = (1,2...1,4) \cdot \frac{M_{ш} \cdot \omega_{ш}}{\eta_1 \cdot \eta_2}, \quad (2)$$

где $M_{ш}$ - момент, на валу нагнетателя, H^*m ; $\omega_{ш}$ - угловая скорость его вращения, c^{-1} ; η_1 - коэффициент полезного действия (КПД) самого нагнетателя, который с учетом использования конической передачи вращения от привода к валу шнека, протоктока смазочного вещества и его утечек в уплотнениях можно принять равным $0,70...0,80$; η_2 - КПД привода, который формируется КПД составляющих электромеханического привода вала шнека.

Выполненное в дальнейшем сопоставление частоты вращения вала шнека (в $об/мин$):

$$n_{ш} = 30 \cdot \omega_{ш} / \pi. \quad (3)$$

с частотой вращения стандартных электродвигателей промышленного назначения ($n_{ш} = 600...3000 об/мин$ и КПД $\eta_{дв} = 0,8...0,9$) пока-

зывает, что они отличаются на несколько порядков. Это может потребовать использования в передаче, кроме упомянутой конической передачи (с передаточным отношением $i_{ред} = 0,5...3$), самого двигателя, также червячного редуктора (с передаточным отношением $i_{ред}$ в несколько тысяч и КПД $\eta_{ред} = 0,7...0,75$) и ременной передачи (с передаточным отношением $i_{рем} \leq 5...7$ и КПД $\eta_{рем} = 0,95...0,96$).

Тогда $\eta_2 = \prod_{i=1}^u \eta_i$, где η_i - i -тая составляющая электромеханической передачи вращения к валу шнекового нагнетателя.

Приблизненно крутящий момент $M_{ш}$ на валу шнека согласно данным [4]

$$M_{ш} = 0,131 \cdot m \cdot p_0 \cdot (D_{ш}^3 - d_{ш}^3) \cdot \text{tg} \varphi_{ср}, \quad (4)$$

а расход $Q_{ш}$ смазочного вещества (в $кг/с$) к выходу цилиндрического шнекового нагнетателя, имеющего постоянный шаг $H_{ш}$ (в $м$), согласно данным [5] определяются:

$$Q_{ш} = 0,127 \cdot (D_{ш} - d_{ш}) \cdot (H_{ш} - \delta_{ш}) \times \\ \times (1 - k_{отс}) \cdot \rho_m \cdot \psi \cdot \omega_{ш}, \quad (5)$$

где $m = 2...6$ - количество рабочих шагов шнека; $D_{ш}$, $d_{ш}$ - диаметр шнека по внешней образующей и диаметр его вала соответственно, $м$ (рис. 2); $\varphi_{ср}$ - средний угол с осью шнека поверхности его винтовой лопасти на внешней образующей и на валу соответственно (во избежание отрыва материала от внутренней поверхности корпуса устройства рекомендуется: $\varphi_{ср} \geq 10^0 = 0,174$ радиан):

$$\varphi_{cp} = 0,5 \cdot (\varphi_D + \varphi_d); \varphi_D = \arctg \frac{H_{ш}}{\pi \cdot D_{ш}};$$

$$\varphi_d = \arctg \frac{H_{ш}}{\pi \cdot d_{ш}}; \quad (6)$$

где p_0 – давление смазки, которое на выходе развивает нагнетатель, и одновременно – давление смазки перед входом в волоку, H/M^2 ; $k_{омс}$ – коэффициент отставания, который характеризует различие скоростей потока смазочного вещества на валу шнека и в области его внешнего диаметра:

$$k_{омс} = 1 - [\cos(2\varphi_{cp}) - 0,5 \cdot f_{см} \cdot \sin(2\varphi_{cp})]; \quad (7)$$

показатель внутреннего трения в смазочном слое:

$$f_{см} = \frac{\tau_{ж}}{p_0}; \quad (8)$$

где $\tau_{ж}$ – касательное напряжение в слое вязкопластичной жидкости, H/M^2 ; $\rho_m \approx 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность незначительно сжатой мыльной смазки [2]; $\psi \rightarrow 1,0$ – коэффициент заполнения межвиткового пространства шнека; $\delta_{ш}$ – толщина витка шнека в осевом направлении по наружному диаметру, м.

При определении размерных характеристик шнекового нагнетателя следует иметь в виду следующие факторы.

Обычно принимают:

$$H_{ш} = (0,7...0,8) \cdot D_{ш}. \quad (9)$$

Тогда рабочая длина шнека определится:

$$L_{ш} = m \cdot H_{ш} < L_{констр} \quad (10)$$

где $L_{констр}$ – длина конструктивного ограничения, связанная, например, с размерами оснастки волочильного стана.

При определении $d_{ш}$ необходимо учесть наличие в валу шнека осевого отверстия с диаметром $d_{ш.вн}$ для прохождения сквозь него заготовки максимального размера $d_{0,max}$, характерного для данного стана:

$$d_{ш.вн} = (1,2...1,4) \cdot d_{0,max}. \quad (11)$$

С учетом этого величину $d_{ш} > d_{ш.вн}$ выбирают конструктивно, выполняя условие отсутствия самоторможения перемещаемого вещества: $d_{ш} > d_{ш.вн}$ и условие прочности вала шнека:

$$\sigma_{экв} \leq [\sigma]_{сж} \quad (12)$$

где эквивалентное напряжение $\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 4 \cdot \tau_{кр}^2}$ сжатия и касательное напряжение кручения вала соответственно: $\sigma_{сж} = \frac{4 \cdot P_{ш}}{\pi \cdot (d_{ш}^2 - d_{ш.вн}^2)}$ и $\tau_{кр} = \frac{M_{ш}}{w}$; осевая сила $P_{ш}$ (в Н), которая действует на вал приближенно, определяется по формуле [4]:

$$P_{ш} = 0,392 \cdot m \cdot p_0 \cdot (D_{ш}^2 - d_{ш}^2), \quad (13)$$

момент сопротивления круглого вала со сквозным осевым отверстием $w = \frac{\pi \cdot d_{ш}^3}{16} \cdot \left(1 - \frac{d_{ш.вн}^4}{d_{ш}^4}\right)$ [5], а

с учетом предела текучести σ_T материала вала шнека и коэффициента запаса прочности при сжатии $k_{зап.сж} = 2...3$ – допускаемое напряжение $[\sigma]_{сж} = \frac{\sigma_T}{k_{зап}}$.

Величину $\delta_{ш}$ можно определить из условия прочности на изгиб винтовой лопасти шнека в месте ее крепления к валу. Для этого аналогично данным [5], с допущением, что один виток шнека можно уподобить кольцевой пластинке, защемленной по своему внутреннему контуру на валу, наибольший изгибающий момент $M_{изг}$ определяется по формуле:

$$M_{изг} = \frac{P_{ш} \cdot (D_{ш} - d_{ш}) \cdot [1,9 - 0,7 \cdot a^{-4} - 1,2 \cdot a^{-2} - 5,2 \cdot \ln a]}{32 \cdot (1,3 + 0,7 \cdot a^{-2})}, \quad (14)$$

где $a = \frac{D_{ш}}{d_{ш}} = 1,5...3,0$, и согласно [6]:

$$\delta_{ш} \geq \sqrt{\frac{6 \cdot M_{изг}}{[\sigma]_{изг}}}, \quad (15)$$

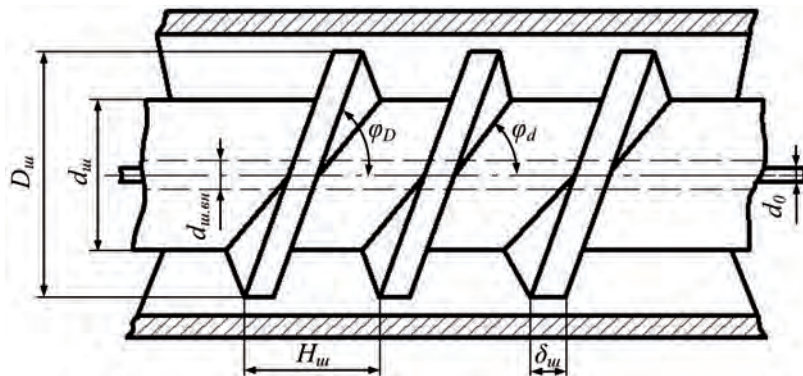


Рис. 2. Схема и характерные размеры шнека

а допускаемое напряжение при изгибе с учетом коэффициента запаса прочности при изгибе $k_{зат.изг}$ может быть принято как $[\sigma]_{изг} = \frac{\sigma_T}{k_{зат.изг}}$ для соответствующей стали.

При этом в соответствии с рекомендациями [4] во избежание проскальзывания на внутренней поверхности корпуса устройства материала, перемещаемого шнековым нагнетателем, следует обеспечить выполнение условия:

$$S_{корп} > S_{внут} \quad (16)$$

где площадь внутренней поверхности корпуса нагнетателя на длине одного витка:

$S_{корп} = \pi \cdot D_{ш} \cdot (H_{ш} - \delta_{ш})$; площадь одной стороны поверхности одного витка шнека:

$S_{внут} = \frac{1}{4\pi} \cdot (\pi \cdot D_{ш} \cdot l_D - \pi \cdot d_{ш} \cdot l_d + H_{ш}^2 \cdot \ln \frac{D_{ш} + 2 \cdot l_D}{d_{ш} + 2 \cdot l_d})$; l_D, l_d – длина разверток винтовых линий на поверхности и вала шнека соответственно: $l_D = D_{ш} / \cos \varphi_D$; $l_d = d_{ш} / \cos \varphi_d$, а углы φ_D и φ_d определены формулами (6).

Для реализации условия постоянства расхода смазочного вещества в системе «шнековый нагнетатель – волокна» в дополнение к выражению (5) и с учетом выражения (1) для жидкостного режима трения определили расход $Q_{ТС}$ (кг/с) технологической смазки в волокне:

$$Q_{ТС} = V_0 \cdot \rho_{ТС} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [(d_{0,max} + 2 \cdot \xi)^2 - d_0^2] \approx \dots \approx \pi \cdot \rho_{ТС} \cdot V_0 \cdot d_{0,max} \cdot \xi = 3 \cdot \pi \cdot \rho_{ТС} \cdot V_0 \cdot d_{0,max} \cdot R_a \quad (17)$$

где V_0 – скорость волочения; $\rho_{ТС} = 1300...1400 \text{ кг/м}^3$ – плотность смазки после поступления ее в очаг деформации [2].

В практике волочения расход q технологической смазки обычно определяют в кг на тонну протянутого металла, имеющего плотность $\rho_{ме}$. Для такой оценки результатов расчета по формуле (17) можно определить производительность $Q_{ме}$ (в кг/с) волочильного стана:

$$Q_{ме} = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \cdot V_0 \cdot \rho_{ме} \quad (18)$$

а сопоставление выражений (17) и (18) дает:

$$q_{ТС} = \frac{12 \cdot 10^3 \cdot R_a \cdot \rho_{ТС}}{d_0 \cdot \rho_{ме}} \text{ (кг/т)}. \quad (19)$$

Вычисления по формуле (19) дают результаты, близкие к практическим.

Далее, сопоставляя равенства (5) и (17), после преобразований получили выражение для расчета угловой скорости вала шнека:

$$\omega_{ш} = \frac{74,2 \cdot V_0 \cdot d_0 \cdot R_a \cdot \rho_{ТС}}{(D_{ш} - d_{ш}) \cdot (H_{ш} - \delta_{ш}) \cdot (1 - k_{омс}) \cdot \rho_{м}} \quad (20)$$

Анализ формул (2), (4), (13) и (14) показывает, что определение рациональных параметров шнекового нагнетателя связано с технологическими условиями волочения. При этом одной из основных величин для создания в волокне режима трения, близкого к жидкостному, является давление p_0 , создаваемое шнековым нагнетателем в предочаговой зоне волокна.

Развитием настоящих материалов должно быть определение характеристик, которые позволяют конкретизировать величины, входящие в приведенные формулы.

Выводы

Разработан метод расчета параметров шнекового нагнетателя для обеспечения жидкостного режима трения при волочении с сухой мыльной технологической смазкой. Показано, что ключевой величиной, определяющей характеристики устройства, является давление в смазке, развиваемое нагнетателем в предочаговой зоне волокна.

Библиографический список

1. Колмогоров Г. Л. Гидродинамическая смазка при обработке металлов давлением / Г. Л. Колмогоров. – М.: Металлургия, 1986. – 166 с.
2. Должанский А. М. Развитие теории смазочного действия при волочении с применением сухих смазок и совершенствование технологии производства на этой основе: дис. ... д-ра техн. наук / А. М. Должанский. – Днепропетровск, 1997. – 557 с.
3. Деклараційний патент 58916А. МПК 7B21C3/00. Пристрій для волочіння круглої заготовки / А. М. Должанський, Ю. В. Голобурда, І. М. Ломов. – Заявка 2002119301. – Бюл. №18. – 15.08.2003 р.
4. Справочник по оборудованию зерноперерабатывающих предприятий. Изд. 2-е, перераб. и доп. / А. Б. Демских, М. А. Борискин, Е. В. Тамаров [и др.]. – М.: Колос, 1980. – 383 с.
5. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. 5-е изд., перераб. и доп. / В. И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 3. – 557 с.
6. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств / под ред. А. Я. Соколова. – М.: Пищепромиздат, 1960. – 465 с.

Поступила 14.01.2016