

возможность полной вытяжки заготовки (напровал). Отметим особенности вытяжки, выявленные расчетным путем.

Таблица

Предельная глубина вытяжки H/d при коэффициентах трения
0,1 (числитель) и 0,2 (знаменатель)

A	$\psi_{ш}$				
	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4
0,5	0,007/0,007	0,007/0,007	0,279/0,226	0,314/0,284	0,347/0,314
1,0	0,007/0,007	0,390/0,057	-/0,353	-/0,371	-/0,428
1,5	0,064/0,055	-/0,390	-/0,412	-/-	-/-
1,75	-/0,064	-/0,412	-/-	-/-	-/-
2,0	-/-	-/-	-/-	-/-	-/-

1. Малопластичные заготовки ($\psi_{ш}=0,2$) либо почти не поддаются вытяжке, либо вытягиваются напровал, т. е. пик усилия приходится на начальную стадию вытяжки.

2. Для более пластичных материалов характерны три устойчивых группы результатов расчета: $H/d < 0,1$, $H/d \approx 0,4$ либо возможна полная вытяжка.

3. Во всех случаях отмечается значительное влияние коэффициента трансверсальной анизотропии материала на предельную глубину вытяжки.

Статья поступила 14 июня 1989 г.

621.771

АНАЛИЗ НАГРУЖЕНИЯ ГИДРОЦИЛИНДРОВ ГМУВ В ПЕРИОД ЗАХВАТА ПОЛОСЫ ВАЛКАМИ

Канд. техн. наук, доц. В. И. БОРИСОВ, инж. О. Н. ПРОКОПЕНЯ

Рассмотрен процесс формирования нагрузок в гидроцилиндре гидравлического механизма установки валков (ГМУВ) широкополосного стана горячей прокатки в период захвата полосы валками.

В [1] выполнен анализ взаимодействия подушек верхнего опорного вала с нажимными винтами при нагружении валковой системы и определены значения сил и моментов, возникающих при этом в опорах вала. Анализ показал, что при установке между нажимными винтами и подушками верхнего опорного вала гидроцилиндров гидравлического механизма установки валков (ГМУВ) на их штоки могут действовать значительные радиальные силы, создающие неблагоприятные условия для работы гидроцилиндров. Оценка величины этих сил необходима для их учета при проектировании ГМУВ.

Авторами рассмотрен процесс нагружения гидроцилиндра ГМУВ, установленного на плоской поверхности подушки, шток которого контактирует с нажимным винтом по сферическим опорным поверхностям. Шток и корпус гидроцилиндра считаем абсолютно жесткими. Конструктивная схема гидроцилиндра применительно к стану 2500 горячей про-

катки приведена на рис. 1. Наличие радиальных зазоров между поршнем и корпусом $\Delta_n = 0,11—0,30$ мм и между штоком и корпусом $\Delta_{ш} = 0,10—0,26$ мм допускает радиальное смещение и перекос поршня относительно корпуса, что сопровождается деформацией уплотнений. Схема нагрузок в гидроцилиндре приведена на рис. 2. При смещении и повороте поршня относительно корпуса в уплотнениях возникают силы упругого сжатия N_A, N_E, N_D , значения которых можно найти по формуле

$$N = K_M \Delta y,$$

где K_M и Δy — жесткость и деформация уплотнений в радиальном направлении.

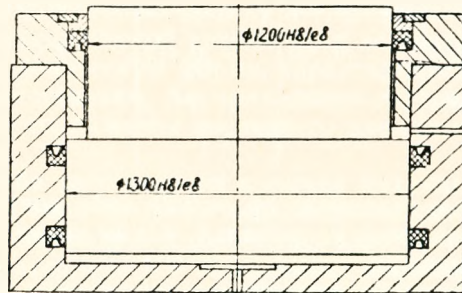


Рис. 1. Конструктивная схема гидроцилиндра

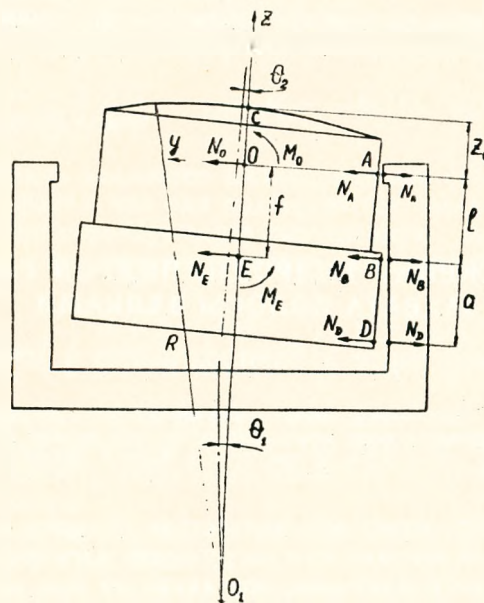


Рис. 2. Схема нагрузок в гидроцилиндре

При синусоидальном распределении давления на манжету по ее окружности радиальная жесткость манжеты

$$K_M = \pi b d E / (4S),$$

где b, d и S — высота, внутренний диаметр и ширина манжеты; E — модуль упругости на сжатие материала манжеты.

Движение поршня и корпуса гидроцилиндра имеет несколько стадий. На первой стадии происходит деформация манжет с одной стороны

поршня и штока, сопровождаемая ростом сил N_A, N_B, N_D , до выбора зазора Δ_{III} в точке A . Указанные силы заменяем равнодействующей N_E приложенной в точке E , и моментом M_E . Точка E расположена ниже точки O на расстоянии $f=2l/3+a/3$, где l и a — расстояния между манжетами (рис. 2). Значение равнодействующей

$$N_E = K_p \Delta y_E, \quad (1)$$

где $K_p = 3K_m$ — радиальная жесткость гидроцилиндра. Вследствие незначительной разности диаметров поршня и штока, жесткость манжет принята одинаковой. Смещение в точке E поршня относительно корпуса гидроцилиндра

$$\Delta y_E = \theta_1 (R - z_C - f) - y_C - \theta_2 (z_C + f),$$

где θ_1 и θ_2 — углы поворота корпуса и поршня гидроцилиндра; y_C — перемещение точки C опорной поверхности поршня; z_C — координата этой точки.

Формулы для расчета углов поворота и горизонтальных перемещений опорных поверхностей подушки и нажимного винта получены в [1]. Принимая в этих формулах $h = h_1 - z_C$ (h_1 — расстояние от точки O до нажимной гайки) и выражая опорные реакции через M_E и N_E , получаем

$$\theta_1 = \frac{Y}{E_C I_2} \left(\frac{cL}{2} + \frac{L^2}{12} \right) - \frac{LM_E}{2F_C I_2} - \frac{LN_E}{2E_C I_2} (R - z_C - f) + \frac{Yc^2}{2E_C I_1} - \frac{cM_E}{E_C I_1} - \frac{cN_E}{E_C I_1} (R - z_C - f) + \frac{Y}{G_C F_1}; \quad (2)$$

$$\theta_2 = \frac{N_E (h_1 - z_C)^2}{2E_C I_3} + \frac{N_E (h_1 - z_C)(z_C + f)}{E_C I_3} - \frac{M_E (h_1 - z_C)}{E_C I_3} + \lambda N_E \left(f + h_1 + \frac{H}{2} \right) - \lambda M_E; \quad (3)$$

$$y_C = \frac{N_E (h_1 - z_C)^3}{3E_C I_3} + \frac{N_E (h_1 - z_C)^2 (z_C + f)}{2E_C I_3} - \frac{M_E (h_1 - z_C)^2}{2E_C I_3} + \lambda N_E \times \left(f + h_1 + \frac{H}{2} \right) \left(h_1 - z_C + \frac{H}{2} \right) - \lambda M_E \left(h_1 - z_C + \frac{H}{2} \right) + \frac{N_E (h_1 - z_C)}{G_C F_3}. \quad (4)$$

В данных формулах сохранены принятые в [1] обозначения.

Момент сил N_A, N_B, N_D относительно точки E

$$M_E = g_E (\theta_1 + \theta_2), \quad (5)$$

где $g_E = 2K_m(l^2 + la + a^2)/3$ — угловая жесткость гидроцилиндра при повороте относительно точки E .

Совместное решение (1), (5) с учетом (2) — (4) приводит к системе линейных уравнений

$$\begin{cases} a_{11}N_E + a_{12}M_E = b_1, \\ a_{21}N_E + a_{22}M_E = b_2; \end{cases} \quad (6)$$

$$\text{где } a_{11} = \frac{6E_C}{K_p} + \frac{2(h_1 - z_C)^3 + 6(z_C + f)(h_1 + f)(h_1 - z_C)}{I_3} + \left(\frac{3L}{I_2} + \frac{6c}{I_1} \right) (R - z_C - f)^2 + 6E_C \lambda \left(h_1 + f + \frac{H}{2} \right)^2 + \frac{6E_C (h_1 - z_C)}{G_C F_3};$$

$$a_{22} = \frac{6E_C}{g_E} + \frac{3L}{I_2} + \frac{6c}{I_1} + \frac{6(h_1 - z_C)}{I_3} + 6E_C \lambda;$$

$$a_{12} = a_{21} = \left(\frac{3L}{I_2} + \frac{6c}{I_1} \right) (R - z_C - f) - \frac{3(h_1 - z_C)(2f + h_1 + z_C)}{I_3} -$$

$$- 6E_C \lambda \left(h_1 + f + \frac{H}{2} \right); \quad b_1 = b_2 (R - z_C - f);$$

$$b_2 = \gamma \left(\frac{3cL + L^2/2}{I_2} + \frac{3c^2}{I_1} + \frac{6E_C}{G_C F_1} \right).$$

Решение данной системы позволяет найти M_E, N_E , а затем N_A, N_B, N_D .

Расчеты выполнялись при следующих значениях параметров: $c = 0,81$ м; $L = 2,5$ м; $h_1 = 0,4$ м; $H = 1,1$ м; $a = 0,12$ м; $l = 0,2$ м; $z_C = 0,16$ м; $b = 0,02$ м; $S = 0,02$ м; $R = 1,99$ м; $\lambda = 0,26$ град/Н·м; $E = 300$ МПа; $E_C = 200$ ГПа; $I_1 = 0,189$ м⁴; $I_2 = 0,575$ м⁴; $I_3 = 0,00636$ м⁴; $G_C = 150$ ГПа; $F_1 = 1,54$ м²; $F_3 = 0,283$ м².

Выполненный на ЭВМ с помощью (6) анализ нагружения гидроцилиндра на первой стадии показал, что закрытие зазора Δ_m , имеющего максимальное значение, достигается при силе нагружения гидроцилиндра $Y = 6,5$ МН. Так как при прокатке всего сортамента полоса Y больше указанного значения, то закрытие зазора между штоком и корпусом будет иметь место во всех случаях. Коэффициент сцепления опорных поверхностей штока гидроцилиндра и нажимного винта для данной стадии $\mu_n = 0,022$. Поскольку ожидаемое значение коэффициента трения $\mu_{тр} = 0,06$ [2, 3], то проскальзывания не будет. Следовательно, для всех полос из прокатываемого сортамента процесса нагружения гидроцилиндра будет включать вторую стадию, которая имеет место после закрытия зазора между штоком и корпусом гидроцилиндра.

На второй стадии происходит поворот поршня относительно корпуса гидроцилиндра при жестком контакте между штоком и корпусом в точке А. При этом происходит более интенсивный чем на первой стадии, рост силы N_A , а силы N_B, N_D сначала уменьшаются, затем меняют знак и возрастают. Действие сил N_A, N_B, N_D на этой стадии заменяем равнодействующей N_O , приложенной в точке О, и моментом

$$M_O = g_O (\theta_1 + \theta_2 - \theta_n); \quad (7)$$

где $g_O = K_m (2l^2 + 2la + a^2)$ — угловая жесткость гидроцилиндра при повороте относительно точки О; $\theta_n = \Delta_m (a + 2l) / (a^2 + 2al + 2l^2)$ — нейтральный угол поворота поршня относительно корпуса, при котором $M_O = 0$.

Поскольку точки О штока и корпуса гидроцилиндра на данной стадии движутся синхронно, то выполняется условие

$$\theta_1 (R - z_C) - y_C - \theta_2 z_C = \Delta_m. \quad (8)$$

Значения θ_1, θ_2, y_C определяем по (2) — (4), заменяя в них M_E, N_E на M_O, N_O и принимая $f = 0$. Решая совместно (7) и (8), получаем

$$\begin{cases} a_{11}' N_O + a_{12}' M_O = b_1' \\ a_{21}' N_O + a_{22}' M_O = b_2' \end{cases}$$

где $a_{11}' = a_{11} - 6E_C/K_p$; $a_{12}' = a_{12}$; $b_1' = b_1 - 6E_C \Delta_m$; $a_{21}' = a_{21}$; $b_{22}' = a_{22}$; $b_2' = b_2 - 6E_C \theta_n$. При определении $a_{11}, a_{12}, a_{21}, a_{22}, b_1, b_2$ принимаем $f = 0$ и заменяем g_E на g_O .

В результате решения данной системы установлено, что закрытие зазора между поршнем и корпусом гидроцилиндра происходит при его

минимальном значении $\Delta_n = 0,11$ мм по достижении $Y = 13$ МН. При максимальном зазоре, $\Delta_n = 0,3$ мм, зазор остается при изменении силы Y в допустимых пределах. При средних значениях зазоров $\Delta_{ш}$ и Δ_n их закрытие возможно только при нагрузках на гидроцилиндр, близких к предельно допустимым. Однако это будет иметь место при коэффициенте сцепления на опорных поверхностях штока и нажимного винта $\mu_{сш} = 0,12$. Так как ожидаемое значение коэффициента трения вдвое меньше, то на второй стадии, по всей видимости, будет происходить проскальзывание штока гидроцилиндра относительно нажимного винта, а дальнейший поворот штока относительно корпуса гидроцилиндра не будет иметь места.

Таким образом, в период приложения нагрузки к валковой системе наиболее вероятно следующее поведение гидроцилиндра. Вначале корпус гидроцилиндра, поворачиваясь вместе с подушкой валка, смещается относительно опирающегося на нажимной винт штока, что сопровождается деформацией уплотнений с одной стороны поршня и штока. При этом наиболее сильно деформируется штоковое уплотнение. После достижения контакта между штоком и направляющей втулкой происходит проскальзывание штока относительно нажимного винта. Сила взаимодействия штока с направляющей втулкой ограничивается силой трения в соответствии с равенством $N_A + N_B + N_D = Y \mu_{тр}$.

Несмотря на ограниченность силы взаимодействия, воздействие штока на направляющую втулку и уплотнение может оказывать отрицательное влияние на их работоспособность. Поэтому при проектировании необходимо предусматривать конструктивные меры, обеспечивающие надежную работу указанных деталей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Борисов В. И., Прокопеня О. Н., Сысоев Е. Р. Анализ взаимодействия подушек верхнего опорного валка с нажимными винтами в чистовых клетях НШС 2500 // Известия вузов. Машиностроение. — 1989. — № 8. — С. 80—83.
2. Харламов В. В., Поляков Б. Н., Бондюгин В. М. Нарушение самоторможения нажимных винтов обжимных станков // Известия вузов. Черная металлургия. — 1970. — № 7. — С. 167—170.
3. Харламов В. В., Поляков Б. Н. Самоотвинчивание нажимных винтов прокатных станков // Известия вузов. Черная металлургия. — 1970. — № 12. — С. 165—170.

Статья поступила 21 ноября 1989 г.

621.791.053:548.5.001.57(047)

К ОЦЕНКЕ ТЕПЛА ДУГИ, ВВЕДЕННОГО В ОСНОВНОЙ МЕТАЛЛ

Канд. техн. наук, доц. В. В. ДМИТРИК

Представлена методика оценки тепла дуги, переносимого потоками жидкого металла из головной части ванны в хвостовую и расходуемого на перегрев наплавленного и основного металла.

Установлено, что конвективными потоками переносится около 10% тепла дуги, введенного в основной металл.

Тепло дуги, введенное в основной металл, расходуется не только на нагрев и проплавление его кромок, но и на последующий перегрев металла, наплавленного и основного. Оценка эффективности использования тепла, введенного в основной металл, позволит уточнить температурные поля в свариваемых изделиях, а следовательно, обоснованно выбрать режим сварки, совершенствовать сам процесс.