

ферной ячейки  $\Delta l$  с переносом ее содержимого в ячейку текущего значения длины обработки  $\Delta l'$ .

Алгоритм модулированного изменения подачи был введен в управляющее устройство Н55-1 и экспериментально проверен на токарном полуавтомате мод. 1734Ф3. Заготовки из горячекатанной стали 40Х диаметром 60 мм и длиной 200 мм обрабатывались в патроне резцом, оснащенный пластинкой твердого сплава Т15К6. Модулированием подачи и изменением глубины резания процесс резания доводился до появления автоколебаний. Установлено существенное влияние модулированной подачи на предельную ширину среза, при которой возникают автоколебания. Например, при частоте вращения шпинделя 500 об/мин и постоянной подаче предельная ширина среза равна 3,2 мм, а при изменениях подачи от 0,3 до 0,5 мм/об при длине  $l = 1,2$  мм она увеличилась до 5,4 мм.

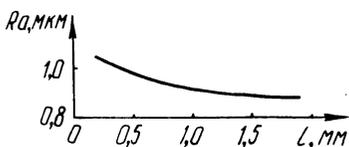


Рис. 3. Влияние длины на шероховатость обработанной поверхности.

Влияние модулированной подачи на качество обработанной поверхности исследовано при точении в патроне заготовок из стали 40ХН диаметром 70 мм и длиной 50 мм при скорости резания 120 м/мин, глубине резания 2 мм и изменении подачи от 0,2 до 0,4 мм/об. Обработка велась проходным резцом, оснащенный пластинкой твердого сплава Т15К6. Для каждой партии деталей выбиралось свое фиксированное значение величины участка  $l$ , на котором увеличивалась (уменьшалась) подача. Установлено снижение высоты микронеровностей при изменении  $l$  от 0,4 до 1,2 мм (рис. 3).

УДК 621.9.06-82

К.Ф. ГОРСКИЙ, Е.С. ЯЦУРА,  
К.К. КУЗЬМИЧ, А.В. ТЕРЕНТЬЕВ

### ВОПРОСЫ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ ГИДРОПРИВОДОВ

В данной работе приводится расчет конструктивных параметров клина тормозного устройства гидропривода транспортера автоматической линии. Схема гидропривода (рис. 1) содержит гидростанцию 1 с насосной установкой 2, разгрузочным устройством 3 и распределительным золотником 4, гидроцилиндром 5, исполнительным органом 6 с закрепленным на нем клином 7 и осевым дросселем 8 с обратным клапаном 9. Процесс торможения

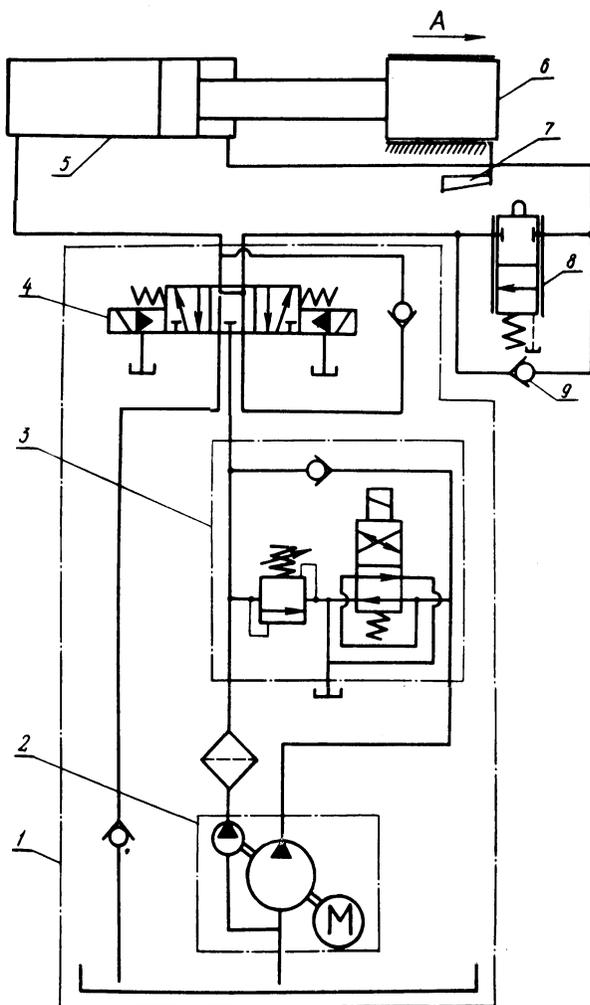


Рис. 1. Схема гидравлическая привода транспортера:

1 – гидростанция; 2 – установка насосная; 3 – устройство разгрузочное; 4 – золотник распределительный; 5 – гидроцилиндр; 6 – исполнительный орган; 7 – клин; 8 – дроссель осевой; 9 – клапан обратный.

происходит на конечном участке движения исполнительного органа по стрелке А за счет увеличения давления в штоковой полости цилиндра при уменьшении проходного сечения осевого дросселя под воздействием клина. Размеры клина выбираются так, чтобы минимизировать время торможения при допустимых ограничениях на ускорение и давление в системе гидропривода.

Предлагаемый метод расчета [1] позволяет получать различные размеры клина в зависимости от начальных скоростей торможения и нагрузок на исполнительный орган. При этом заранее требуется определить зависимости площади проходного сечения дросселя от хода толкателя и коэффициента трения в направляющих от скорости движения. На стадии проектирования эти функции могут быть получены или теоретически или экспериментально для каждой группы аналогичных станочных систем.

Для определения коэффициента трения проводились эксперименты на транспортном устройстве, замерялось давление в цилиндрической и штоковой полостях при равномерном движении исполнительного органа. Коэффициент трения  $\alpha$  вычислялся при различных скоростях движения исполнительного органа из уравнения равновесия

$$p_2 S_2 = p_1 S_1 + \alpha N, \quad (1)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  — давления в штоковой и цилиндрической полостях;  $S_1$  и  $S_2$  — площади штоковой и цилиндрической полостей соответственно;  $N$  — нагрузка на исполнительный орган.

После аппроксимации экспериментальных данных квадратичной зависимостью по методу наименьших квадратов была получена функция

$$\alpha(v) = 0,093 - 0,0066v + 0,00014v^2, \quad (2)$$

где  $v$  — скорость движения исполнительного органа, м/мин.

Зависимость площади проходного сечения дросселя ДО 20/20 S от хода толкателя  $y$  имеет вид

$$S(y) = \begin{cases} 314 - 50,6y, & 0 \leq y \leq 6, \\ 0,19(y - 13,3)^2, & 6 \leq y \leq 13,3. \end{cases} \quad (3)$$

Здесь  $y$  измеряется в мм, а  $S$  в мм<sup>2</sup>.

Ввиду наличия ограничений на ускорение  $|\dot{v}| \leq W$  и на давление  $p_1 \leq p$  процесс торможения в оптимальном режиме должен проходить так, чтобы либо ускорение, либо давление были максимальными. В рассматриваемом случае  $W = 2 \text{ м/с}^2$ ,  $p = 10^7 \text{ Па}$ ,  $S_1 = 2830 \text{ мм}^2$ .

Пусть  $S(x)$  — зависимость площади проходного сечения дросселя от величины перемещения исполнительного органа. Пренебрегая приведенной

массой жидкости  $\mu$  из (11), (15), (16), (17), (18) в [1], получим расчетные формулы при максимально допустимом ускорении

$$p_1 = \sqrt{\frac{mW - N\alpha(v)}{S_1}}, \quad (4)$$

$$S(x) = \frac{S_1^{3/2} v(x)}{c \sqrt{mW - N\alpha(v(x))}} \quad (5)$$

$$v(x) = \sqrt{v_0^2 - 2Wx} \quad (6)$$

и при максимально допустимом давлении

$$|\dot{v}| = \frac{p^2 S_1 + N\alpha(v)}{m}, \quad (7)$$

$$S(x) = \frac{S_1 v(x)}{c \sqrt{p}}, \quad (8)$$

$$m\dot{v} = -pS_1 - N\alpha(v). \quad (9)$$

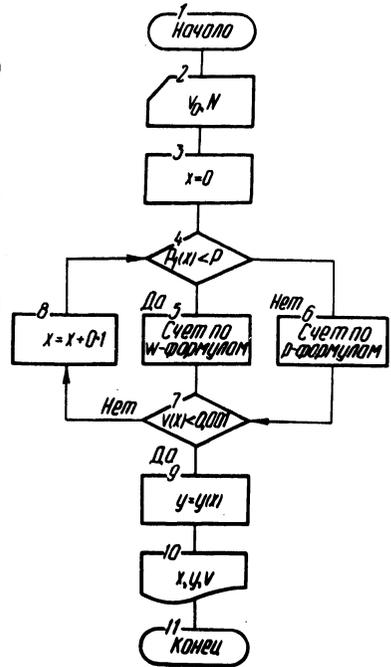


Рис. 2. Блок-схема алгоритма вычислений профиля клина.

Здесь  $m$  — масса нагрузки,  $c = 59,3 \frac{\text{мм}}{\text{с} \cdot \text{Па}^{1/2}}$ .

Формулы (4) ... (9) в сочетании с (2) и (3) позволяют получить зависимость  $y = y(x)$  высоты клина тормозного устройства от величины перемещения исполнительного органа. Расчеты формы клина для различных начальных скоростей  $v_0$  и нагрузок  $N$  проводились с помощью вычислительной машины ЕС-1020. На рис. 2 изображена блок-схема алгоритма вычислений, где формулы (4), (5), (6) обозначены как W-формулы, а (7), (8), (9) как p-формулы.

На рис. 3 изображены различные формы клиньев при вариациях начальных скоростей 20, 30 и 40 м/мин и нагрузок 1000, 5000, 10 000 и 20 000 даН. Клинья, изготовленные по рассчитанным конструктивным параметрам, были проверены в процессе испытаний тормозных устройств автоматической линии ЛМ476. На основании результатов теоретических и экс-

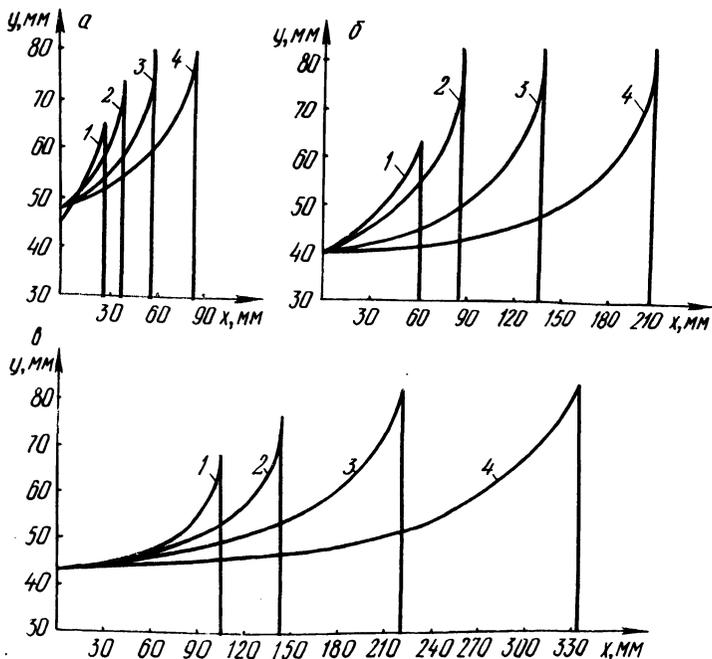


Рис. 3. Зависимости высоты клина  $y$  от величины перемещения исполнительного органа  $x$  при различных начальных скоростях  $v_0$  и нагрузках  $N$ :

а -  $v_0 = 20$ ; б -  $v_0 = 30$ ; в -  $v_0 = 40$ ; 1 -  $N = 1000$ ; 2 -  $N = 5000$ ; 3 -  $N = 10\ 000$ ; 4 -  $N = 20\ 000$ .

периментальных исследований разработаны и внедрены на Минском заводе автоматических линий руководящие материалы.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Оптимизация переходных режимов станочных систем / Е.С. Яцуря, К.Ф. Горский, К.К. Кузьмич и др. — В сб.: Машиностроение. — Минск, 1979, вып. 2.