

С. М. ГАНЖУРОВ

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ РАСЧЕТА НАБОРНОГО И РАЗБОРОЧНОГО АППАРАТОВ МАШИНЫ «ЛИНОТИП»

Опыт эксплуатации наборной строкоотливной машины «Линотип» и проблема ее автоматизации требуют повышения надежности и скорости работы механизмов машины.

Отсутствие теории расчета отдельных механизмов линотипа вызывает трудности проектирования этой машины и ограничивает возможности ее модернизации.

В настоящей работе исследованы основные механизмы наборного и разборочного аппаратов линотипа; механизм собирателя и механизм распределения матриц, даны предложения по их усовершенствованию и разработаны соответствующие расчеты.

МЕХАНИЗМ СОБИРАТЕЛЯ

Механизм собирателя предназначен для своевременной подачи и правильной установки подаваемых из магазина в верстатку матриц. Основными узлами механизма являются (рис. 1): ленточный транспортер 1, установочная звездочка 2 и салазки собирателя 3. Матрицы a , выпускаемые из каналов магазина M , пройдя между направляющими 4 в воронке собирателя, падают на непрерывно движущийся плоский ремень, который переносит их к звездочке. Звездочка принимает матрицы и устанавливает их при помощи салазок в верстатку 5.

Основное требование, предъявляемое к механизму собирателя, заключается в следующем: подача матриц в верстатку должна осуществляться в той же последовательности, в которой производится нажатие клавиш. Это требование выполнимо в том случае, если интервал времени Δt_n между двумя очередными вызовами матриц (ударами о клавиши) будет больше разности времен $\Delta t = \Delta t_n - \Delta t_a$ движения правой крайней (t_n) и левой крайней (t_a) матриц до точки O встречи траекторий движения этих матриц (рис. 2), т. е.

$$\Delta t_n > \Delta t.$$

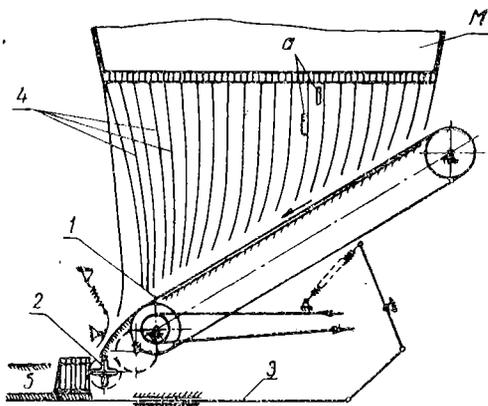


Рис. 1. Конструктивная схема собирателя.

Крайние матрицы взяты по той причине, что в этом случае механизм работает в самых неблагоприятных условиях.

Очевидно, что чем меньше величина Δt , допускаемая конструкцией собирателя, тем быстрее можно производить набор строки, избегая так называемого «перескока» матриц.

Исследуем, какие возможности заложены в существующей конструкции собирателя в отношении допускаемого механизмом интервала Δt . Для этого несколько упростим схему механизма (рис. 2).

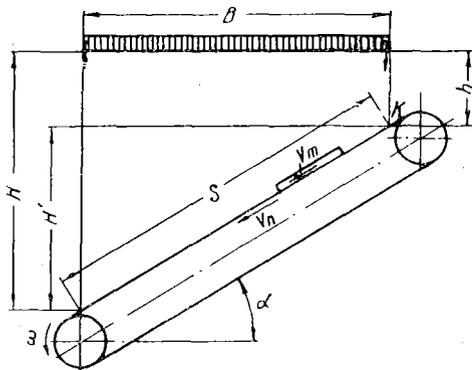


Рис. 2. Упрощенная схема собирателя.

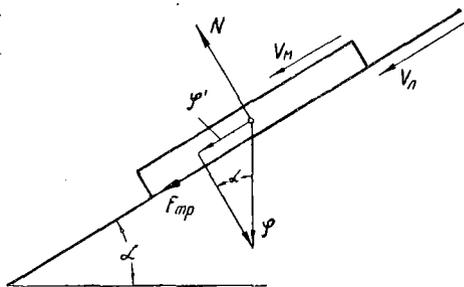


Рис. 3. Схема сил, действующих на матрицу.

Геометрические соотношения параметров механизма:

$$H' = B \operatorname{tg} \alpha; \quad (2)$$

$$h = H - H' = H - B \operatorname{tg} \alpha; \quad (3)$$

$$s = \frac{B}{\cos \alpha}. \quad (4)$$

Условимся в дальнейшем считать, что в любой момент времени скорость ленты транспортера v_d больше скорости матрицы v_m .

Рассмотрим движение правой крайней матрицы.

В точке K матрица находится под действием силы тяжести (рис. 3)

$$G' = G \sin \alpha \text{ и силы трения } F_{mp} = G f \cos \alpha.$$

Суммарная сила F , приложенная к матрице по направлению ее движения, равна

$$F = G' + F_{mp} = G \sin \alpha + f \cos \alpha.$$

Эта сила сообщает матрице ускорение

$$a = \frac{F}{m} = g (\sin \alpha + f \cos \alpha). \quad (5)$$

Воспользовавшись зависимостью для равномерно-ускоренного движения с начальной скоростью, можем записать

$$s = v_0 t'_n + \frac{a (t'_n)^2}{2},$$

где t_n — время движения правой крайней матрицы от точки K соприкосновения матрицы с лентой транспортера до точки O .

Решив это уравнение относительно t_n , получаем

$$t'_{n,1,2} = \frac{-v_0 \pm \sqrt{v_0^2 + 2as}}{a}.$$

Знак — перед корнем в нашем случае не имеет физического смысла, следовательно,

$$t'_n = \frac{\sqrt{v_0^2 + 2as} - v_0}{a}. \quad (6)$$

В уравнении (6) неизвестен только член v_0 .

В момент удара матрицы о ремень транспортера ее скорость равна

$$v_m^s = \sqrt{2gh}.$$

Разложим вектор скорости матрицы v_m^s на направление движения ремня и нормаль к нему (рис. 4):

$$v'_{m_0} = v_m^s \cdot \sin \alpha = \sqrt{2gh} \sin \alpha;$$

$$v_m^N = v_m^s \cos \alpha = \sqrt{2gh} \cos \alpha.$$

Нормальная составляющая скорости изменяется от какой-то конечной величины до нуля, что сопровождается ударом.

На основании закона количества движения можем записать

$$mv_M^N - mv_{M_0}^N = \int_{t_1}^{t_2} N_y dt, \quad (7)$$

где m — масса матрицы;

$v_{M_0}^N$ — конечное значение нормальной составляющей скорости;

N_y — сила удара, изменяющаяся во времени.

В некотором приближении можем произвести замену члена $\int_{t_1}^{t_2} N_y dt$ произведением какой-то средней величины силы удара N_{cp} на время удара t_y ; тогда уравнение (7) представится в упрощенном виде

$$mv_M^N = N_{cp} t_y,$$

откуда

$$N_{cp} = \frac{mv_M^N}{t_y}.$$

Сила трения от N_{cp} сообщит матрице ускорение

$$a_{cp} = \frac{v_M^N}{t_y} f.$$

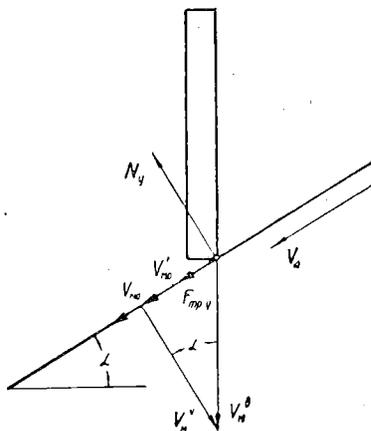


Рис. 4. Схема кинематических и динамических параметров в момент удара матрицы о ленту транспортера.

За время t_y матрица приобретет скорость v_{Mo} за счет удара

$$v_{Mo} = a_{cp} t_y = v_{Mf}^N = \sqrt{2gh} f \cos \alpha.$$

Результирующее значение начальной скорости матрицы после удара будет равно

$$v_{Mo} = v_o + v'_{Mo} = \sqrt{2gh} (\sin \alpha + f \cos \alpha). \quad (8)$$

Полное время движения правой крайней матрицы с момента ее выпадения из канала магазина до точки O выразится

$$t_n = t'_n + t''_n, \quad (9)$$

где $t''_n = \sqrt{\frac{2h}{g}}$ — время свободного падения матрицы на высоте h .

Подставив значения t'_n и t''_n в уравнение (9), получим

$$t_n = \frac{\sqrt{v_o^2 + 2as} - v_o}{a} + \sqrt{\frac{2h}{g}}. \quad (10)$$

Время t_a движения левой крайней матрицы от канала магазина до точки O

$$t_a = \sqrt{\frac{2H}{g}}.$$

Определим значение допускаемого механизмом интервала времени

$$\Delta t = t_n - t_a = \frac{\sqrt{v_o^2 + 2as} - v_o}{a} +$$

$$\sqrt{\frac{2h}{g}} - \sqrt{\frac{2H}{g}}. \quad (11)$$

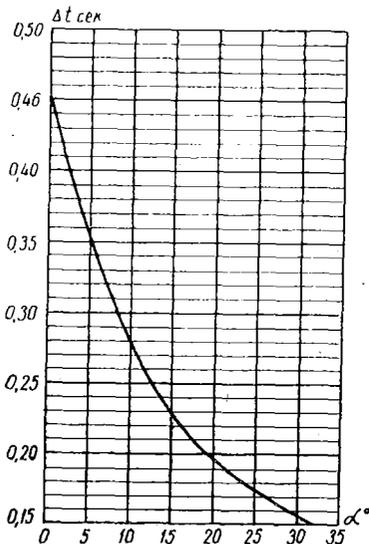


Рис. 5. График зависимости $\Delta t = \varphi(\alpha)$.

Представляет интерес определение минимальной скорости ленты транспортера $v_{a \min}$, которая равна, по-видимому, максимальной скорости матрицы. Из всех матриц наибольшую скорость развивает правая крайняя в точке O , тогда

$$v_{a \min} = v_o + at'_n,$$

или

$$v_{a \min} = \sqrt{v_o^2 + 2as}. \quad (12)$$

Выведенные выше формулы дают возможность построить графики зависимостей $\Delta t = \varphi(\alpha)$ (рис. 5) и $v_{a \min} = \psi(\alpha)$ (рис. 6) для параметров существующего механизма $H = 280$ мм, $B = 420$ мм.

На основании данных этих графиков можно сделать следующие выводы.

1. Допускаемая скорость набора возрастает с увеличением угла α (т. е. интервал Δt уменьшается).

2. В существующей конструкции механизма собирателя ($H-4$) при $\alpha = 26^\circ 36'$ допустимая скорость набора $\frac{1}{\Delta t}$ равна $\frac{1}{0,17} = 5,9$ зп/сек.

Скорость же работы линотипистов, по данным М. К. Дорохина [1], иногда достигает 10 знаков в сек. Этим и можно объяснить происходящие в процессе работы линотиписта так называемые «перескоки» матриц. Даже при максимально допустимом угле наклона транспортера $\alpha = \arcsin \frac{H}{B} = 33^\circ 42'$ допустимая скорость набора $\frac{1}{0,138} = 7,25$ зн/сек., что меньше скорости работы линотиписта.

3. Минимальное значение скорости ленты транспортера увеличивается с увеличением угла α . Возрастание скорости ленты транспортера выше значения $v_{d \min}$ не приводит к повышению скорости работы механизма. Для существующей конструкции минимальное значение скорости ленты равно 2,5 м/сек.

4. Увеличение числа каналов магазина (т. е. увеличение B) приводит к уменьшению значения допускаемой скорости набора.

Таким образом, существующая конструкция собирателя ограничивает повышение скорости работы машины. Даже при возможных мероприятиях по модернизации этого механизма (увеличении угла наклона транспортера, замедлении движения левых крайних матриц посредством изгиба направляющих перьев, повышении коэффициента трения между матрицей и ремнем) вряд ли может существенно увеличиться скорость и надежность работы этого механизма.

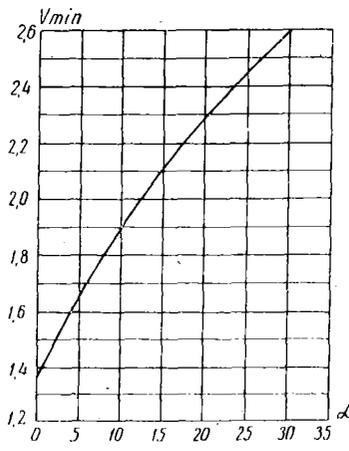


Рис. 6. График зависимости $v_{\min} = \psi(\alpha)$

В настоящее время все более настоятельно выдвигается требование уменьшения числа подвесных матриц в машинном наборе, т. е. увеличения числа каналов магазина. Поэтому возникает вопрос о создании такой конструкции механизма собирателя, которая дала бы возможность, во-первых, значительно повысить скорость набора и, во-вторых, увеличить число каналов магазина до 126, т. е. до использования всех возможностей комбинаций семи пар зубьев при разборе матриц.

В качестве такого механизма мы предлагаем конструкцию собирателя без ленточного транспортера с конусной воронкой, предусматривающей электромеханическую связь клавиатуры с матрицевыпускающими механизмами.

Принцип работы этого механизма заключается в следующем.

Текущие углы α наклона направляющих перьев воронки (рис. 7) и текущие углы наклона конусной поверхности β к вертикали связаны с соответствующими длинами пути l таким образом, что время движения любой матрицы до точки O остается постоянным. Эта конструкция дает возможность добиться значения интервала Δt , близкого к нулю, а значит, и больших скоростей набора. Очевидно, что для этой цели придется сделать вырез в магазине, как показано на рис. 7, и этим уменьшить вместимость средних каналов. Однако это нельзя отнести к недостаткам конструкции, так как при условии электромеханической связи клавиатуры с матрицевыпускающими механизмами мы получим возможность разместить в средних каналах матрицы, наименее употребляемые в тексте.

Для вывода зависимостей между параметрами воронки установим сначала связь между углами α , β , γ , а также l_1 и l_2 (рис. 8).

Попав на наклонную плоскость, матрица находится под действием силы тяжести $G^1 = G \cos \alpha$ и силы трения $F_{тр} = G f \sin \alpha$.
Результирующая сила, приложенная к матрице,

$$F_1 = G (\cos \alpha - f \sin \alpha).$$

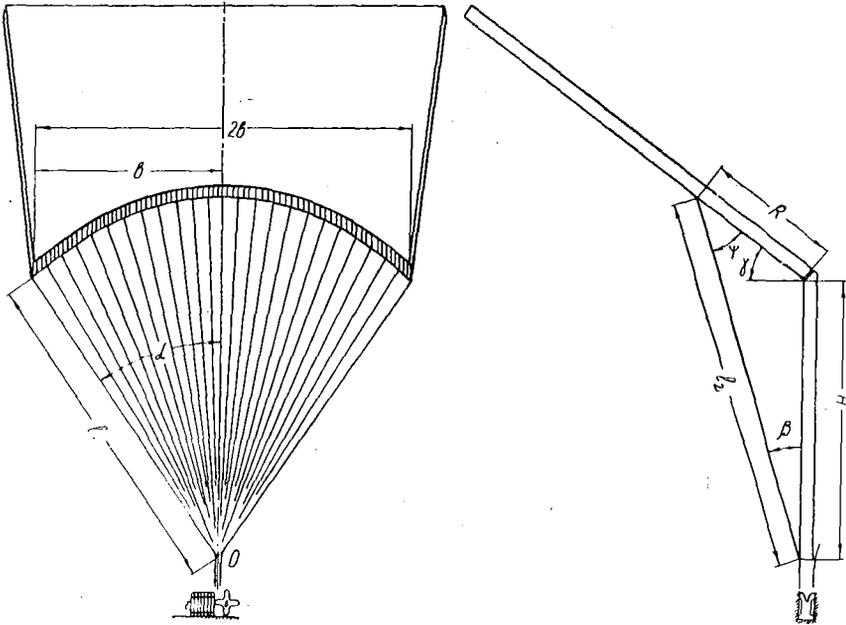


Рис. 7. Схема собирателя с конусной воронкой.

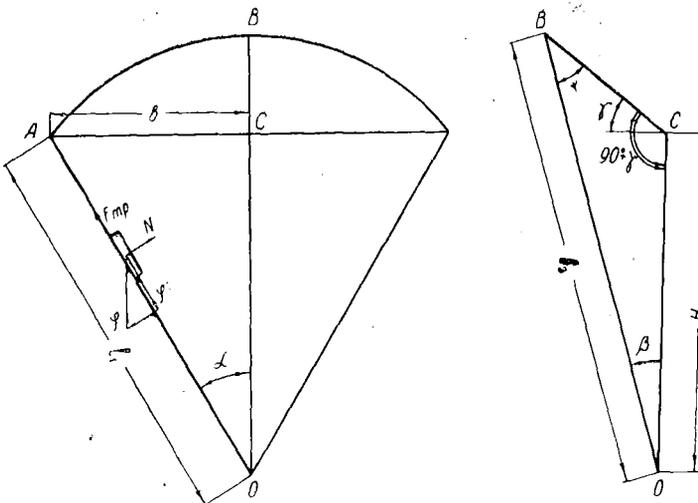


Рис. 8. К выводу зависимостей между углами и длинами образующих воронки.

Она сообщает матрице ускорение

$$a_1 = \frac{F_1}{m} = g (\cos \alpha - f \sin \alpha).$$

По наклонной l_2 матрица будет двигаться с ускорением

$$a_2 = g(\cos \beta - f \sin \beta).$$

Времена прохождения матрицами путей l_1 и l_2 соответственно равны

$$t_1 = \sqrt{\frac{2l_1}{g(\cos \alpha - f \sin \alpha)}}; \quad (13)$$

$$t_2 = \sqrt{\frac{2l_2}{g(\cos \beta - f \sin \beta)}}. \quad (14)$$

При интервале $\Delta t = 0$ имеем $t_1 = t_2$, тогда, приравняв правые части (13) и (14) и решая относительно l_2 , получим

$$l_2 = \frac{l_1(\cos \beta - f \sin \beta)}{\cos \alpha - f \sin \alpha}. \quad (15)$$

Легко определяется значение

$$l_1 = \frac{b}{\sin \alpha}.$$

Таким образом, в формулу (15) входят два неизвестных члена l_2 и угол β .

Из ΔOBC (рис. 8) по теореме синусов находим

$$l_2 = \frac{\cos \gamma}{\cos(\gamma + \beta)} H. \quad (16)$$

После подстановки (16) в (15) и преобразований получим

$$\cos(\gamma + \beta)(\cos \beta - f \sin \beta) = \cos \alpha \cos \gamma (\cos \alpha - f \sin \alpha). \quad (17)$$

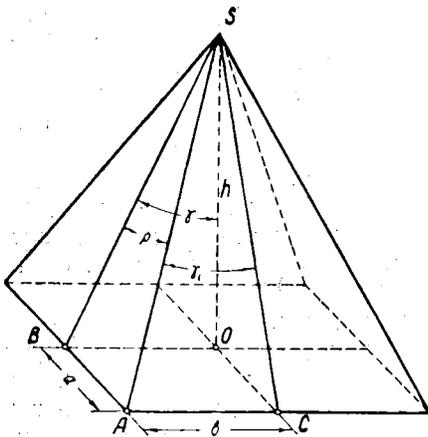


Рис. 10. К установлению зависимости $\gamma_i = f(\gamma_i \rho)$.

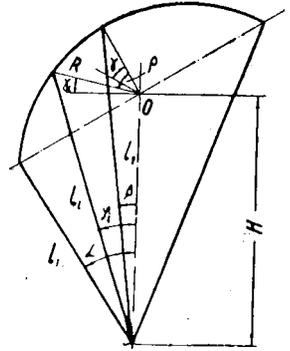


Рис. 9. К выводу обобщающей формулы для расчета параметров воронки.

Из уравнения (17) можно определить искомый угол β .

Для определения промежуточных углов φ_i (рис. 9) принимаем во внимание, что направляющие перья образуют с конусной поверхностью во всех случаях тупой рабочий угол.

Тогда методика определения текущего угла φ_i ничем не будет отличаться от изложенной выше методики определения угла β , если учесть изменение угла γ в зависимости от угла ρ .

Зависимость $\gamma_i = f(\gamma_i \rho)$ может быть установлена из рассмотрения фигуры, изображенной на рис. 10, и в конечном виде представлена как $\gamma_i = \arcsin(\sin \gamma \cdot \cos \rho)$. (18)

При проектировании воронки необходимо знать уравнение кривой линии выреза магазина. Это уравнение можно представить в системе полярных координат с учетом выведенных выше соотношений.

Текущие углы φ_i могут быть определены из уравнения (17) при подстановке вместо угла β угла φ_i и вместо угла γ угла γ_i из уравнения (18).

По теореме косинусов

$$R^2 = H^2 + l_i^2 - 2Hl_i \cos \varphi_i. \quad (19)$$

После подстановки и преобразований получаем уравнение линии среза магазина в системе полярных координат

$$R = H \sqrt{1 + \frac{a}{\cos^2 \theta} - 2 \frac{\sqrt{a} \cos \varphi_i}{\cos \theta}}, \quad (20)$$

где

$$a = 1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \rho;$$

$$\theta = \arcsin(\sin \gamma \cos \rho) + \varphi_i;$$

R — радиус-вектор;

ρ — текущий угол.

МЕХАНИЗМ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МАТРИЦ

В специальной литературе [2] изложена теория расчета шпинделей (транспортирующих винтов) разборочного аппарата. К сожалению, в основу этой теории положено ошибочное, на наш взгляд, представление о механизме разбора матриц, что привело к результатам, противоречащим практике.

Основная ошибка этой теории заключается в том, что при выводе зависимости между числом оборотов и шагом нарезки винтов не принимается во внимание вторая составная часть аппарата — приемник, параметры которого предопределяют величину шага. Таким образом, не принимаются в расчет такие важные параметры, как ширина канала приемника, величина смещения приемника в направлении движения матриц и величина зазора между краем провисания матриц и кромкой приемника.

Вторая ошибка заключается в том, что в качестве критического положения рассматривается момент, когда последующая матрица (ведомая винтами) «нагоняет» падающую, чего в рассматриваемой схеме процесса произойти не может, ибо как падающая матрица, так и последующая имеют равные по величине горизонтальные составляющие скорости (если пренебречь сопротивлением воздуха, что в расчете, кстати, оговорено).

Как показывает опыт эксплуатации машины, задержки в работе разборочного аппарата происходят вследствие: а) заклинивания падающей матрицы между передней стенкой канала приемника и последующей матрицей, ведомой винтами (рис. 11,а); б) опрокидывания падающей матрицы относительно кромки переднего пера канала приемника (рис. 11,б); в) недостаточной скорости оборачиваемости матриц, что в некоторой степени зависит от скорости передвижения матриц по рейке, а значит, от параметров разборочного механизма.

Пренебрежение последним условием может привести к перебоям в работе лнотиписта по той причине, что в момент удара по клавише в соответствующем канале магазина не окажется матрицы.

Выведем математические зависимости параметров разборочного аппарата и машины в целом, исходя из таких условий, при которых нарушения работы машины по трем, перечисленным выше причинам, происходить не будет.

Расчет из условий заклинивания. Рассмотрим наиболее неблагоприятный случай работы механизма: по рейке перемещаются две матрицы максимальной толщины (рис. 12). Матрица 1 отрывается от рейки в тот момент, когда расстояние между ее задней гранью и передней гранью задней стенки пера приемника составляет величину d (что достигается смещением приемника относительно рейки в направлении движения матриц). Пройдя расстояние, c по вертикали, матрица 1 попадает в область канала приемника. Как видно из схемы процесса, заклинивание произойдет в том случае, если матрица 1 попадет между перегородкой канала приемника и следующей за ней матрицей 2, ведомой винтами.

Для бесперебойной работы механизма необходимо, очевидно, чтобы время t_a прохождения матрицей 1 расстояния h , равного высоте матрицы, по вертикали было меньше или равно времени t_2 прохождения матрицей 2 пути l по горизонтали, т. е. $t_2 \geq t_a$. В свою очередь

$$t_2 = \frac{l}{v_2} = 60 \frac{s + a + d - 2b}{ns}$$

$$t_a = \sqrt{\frac{2h}{g}}$$

Аналогично можно вывести зависимость

$$d = \frac{ns}{60} \sqrt{\frac{2c}{g}}$$

После постановки и преобразований получаем

$$n = \frac{a + s - 2b}{60 \left(\sqrt{\frac{2h}{g}} - \sqrt{\frac{2c}{g}} \right)} \quad (1)$$

Примечание. Здесь, как и в последующих расчетах, сопротивлением среды пренебрегаем.

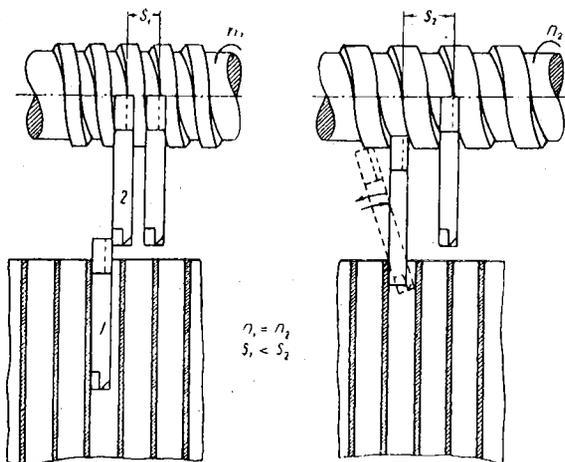


Рис. 11. Опасные моменты в работе разборочного аппарата.

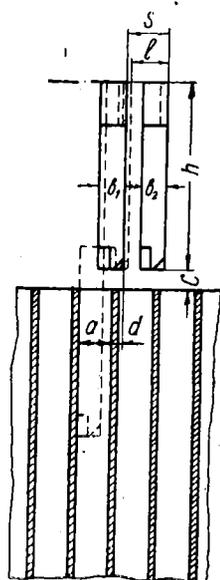
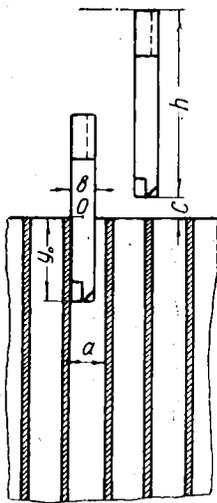


Рис. 12. Схема заклинивания матрицы.

Расчет из условий опрокидывания. Опрокидывания матрицы относительно кромки переднего пера канала приемника не происходит только в том случае, если матрица к моменту удара о перо успеет опуститься в канал до уровня своего центра тяжести O (рис. 13).



Считая такое условие работы механизма нормальным, выведем математическую зависимость между его параметрами.

Время t_1 прохождения падающей матрицей пути $l_1 = a - b$ по горизонтали должно быть равно времени t_2 прохождения этой же матрицей пути y_0 в области канала приемника, т. е.

$$t_1 = t_2.$$

В свою очередь

$$t_1 = \frac{l_1}{v_2} = 60 \frac{a-b}{ns} \quad \text{и} \quad t_2 = \sqrt{\frac{2(y_0+c)}{g}} - \sqrt{\frac{2c}{g}};$$

тогда

$$n = \frac{60(a-b)}{s \left[\sqrt{\frac{2(y_0+c)}{g}} - \sqrt{\frac{2c}{g}} \right]} \quad (2)$$

Рис. 13. К расчету аппарата из условий опрокидывания матрицы.

Расчет из условий достаточной обрабатываемости матриц. Рассмотрим расход матриц какого-то одного расчетного знака.

Общее количество матриц, помещающихся в одном канале, обозначим через M , а скорость набора через v_n зн/сек. Строка, состоящая из A знаков, будет набрана за время

$$t'_1 = \frac{A}{v_n} \text{ (сек).}$$

Обозначим отношение количества матриц расчетного знака в трех строках минимального кегля максимального формата к общему количеству знаков в том же объеме (включая и клинья) через K . Тогда в состав первой строки войдет A_1 штук матриц расчетного знака

$$A_1 = A \cdot K,$$

и скорость поступления их в верстатку запишется

$$v = \frac{A \cdot k}{t'_1} = v_n \cdot k \text{ (зн/сек).}$$

Разбор первой строки начинается через время t'_2 от начала цикла машины, которое подсчитывается по цикловой диаграмме с учетом цикла верстатки. При условии равномерного распределения матриц расчетного знака в строке, первая матрица попадет в канал приемника через время t'_3 от начала цикла разбора:

$$t'_3 = \frac{60 \cdot t_p}{ns},$$

где l_p — путь движения матрицы по рейке от подсекателя до канала.

За время $t = t'_2 + t'_3$ из канала магазина будет вызвано еще A_{2-3} штук матриц расчетного знака (в состав второй и третьей строк).

$$A_{2-3} = vt = v_n k (t'_2 + t'_3).$$

К этому моменту в канале магазина должен остаться запас из m штук матриц.

Тогда баланс количества матриц запишется в виде

$$M = A_1 + A_{2-3} + m,$$

или

$$M = A \cdot k + v_n k (t'_2 + t'_3) + m.$$

После подстановки и преобразований получаем

$$n = \frac{60 v_n l_p k}{s (M - Ak - v_n t'_2 k - m)}. \quad (3)$$

В зависимости от максимальной скорости набора можем определить минимальное число оборотов шпинделя разборочного аппарата по формуле

$$n \approx 60 v_n \text{ об/мин}, \quad (4)$$

где v_n — скорость набора в зн/сек.

Здесь принято во внимание то обстоятельство, что наличие клиньев в строке компенсируется остановкой подачи матриц на разбор во время отхода сталкивателя для приема новой строки.

Для обобщения полученных зависимостей (1), (2) и (3) построены кривые в виде $n = f(s)$ для всех трех случаев при одинаковых параметрах a (6 мм), b (4 мм) и c (0) (рис. 14). Кривая a построена для условий заклинивания, b — для условий опрокидывания и c — для условий достаточной оборачиваемости. Из относительного расположения кривых на этом сводном графике следует, что: 1) выбор шага нарезки транспортирующих винтов допускается только в пределах площади графика, заключенной между кривыми a , b , c и ординатой $s = b$ (так как шаг, меньше толщины матрицы, невозможен); 2) для достижения максимальной скорости разбора матриц, значение шага s нарезки шпинделей следует выбирать по кривой b , т. е. наибольшее из возможных. Отсюда вытекает, что расчет шага нарезки шпинделей во всех случаях следует производить только из условий опрокидывания. Следовательно, увеличение производительности разборочного аппарата вызывает не увеличение шага нарезки винтов, как это утверждается в специальной литературе [2], а его уменьшение.

В заключение заметим, что увеличение зазора c в конструкции механизма дает возможность значительно повысить предельное значение числа оборотов шпинделей.

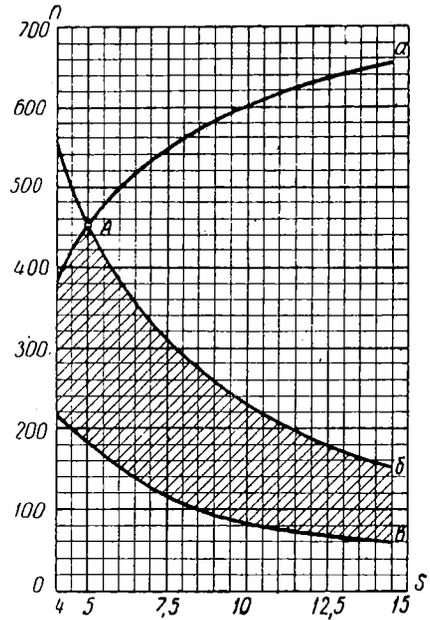


Рис. 14. Сводный график зависимости $n = f(s)$.

Методика расчета разборочного механизма.

1. По формуле (4) найти расчетное число оборотов шпинделей n_p .
2. Решив совместно уравнения (1) и (2) относительно n , определить предельное число оборотов n_{np} . В случае, если $n_{np} < n_p$, предусмотреть в конструкции увеличение зазора s .
3. Произвести проверку по обрачиваемости, для чего:
 - а) подставив $n = n_{np}$ в одно из уравнений (5) или (6), определить S_{np} ;
 - б) подставив $s = s_{np}$ в формулу (3), определить критическое число оборотов шпинделей ($n_{кр.об.}$) из условий достаточной обрачиваемости матриц. В случае, если условие $n_{кр.об.} \leq n_{np}$ не соблюдается, необходимо добиться его путем изменения соответствующих параметров, входящих в уравнение (3).
4. По формуле (2) определить значение s нарезки винтов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дорохин М. К. О необходимости и возможности ускорения рабочего цикла строкоотливной наборной машины, журн. «Полиграфическое производство» № 4, 1953.
2. Петрокас Л. В. Конструкции и расчет полиграфических машин, кн. 1, Гиз-легпром, 1949.