

Г. Д. Толстой.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОК В МЕХАНИЗМЕ ОСЕВОГО РАСТИРА КРАСОЧНЫХ АППАРАТОВ

В процессе работы красочного аппарата растирочные цилиндры, кроме вращения, совершают возвратно-поступательное движение в осевом направлении. Как показывает практика, а также результаты проведенных исследований, механизм осевого растира играет важную роль в красочном аппарате печатной машины.

Осевое смещение растирочных цилиндров при одновременном их вращении обеспечивает одно из главных технологических требований, предъявляемых к работе красочного аппарата,

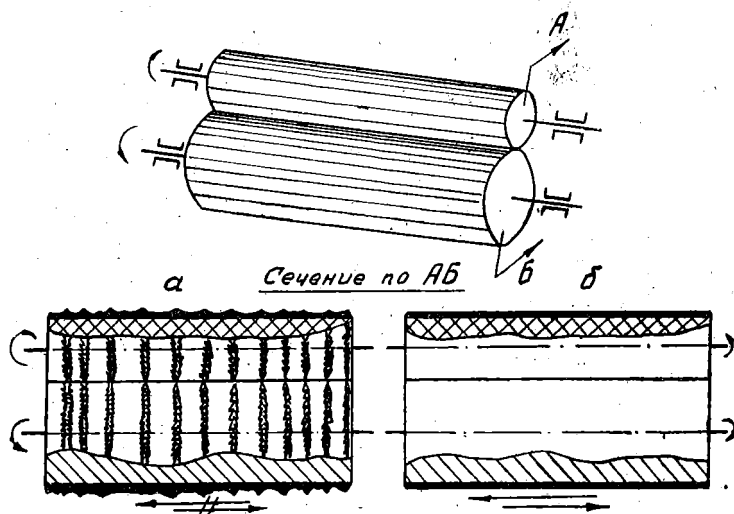


Рис. 1.

Образование «колец» на поверхности валиков при выключенном осевом растире.

а именно, способствует скорейшему равномерному распределению краски по поверхности валиков, устраняет накапливание краски в одних и тех же местах, вызванное наличием дефектов геометрии валиков, цилиндров и дукторного ножа, растирает краску.

Проведенные опыты подтверждают изложенное. При выключенном осевом растире на поверхности валиков наблюдались кольцевые образования краски (рис. 1-а), а при включенном — слой краски был равномерным (рис. 1-б).

Образование на поверхности валиков и цилиндров колец можно, по-видимому, объяснить явлением аэрации краски, случайной концентрацией пузырьков воздуха в слое краски.

Устройство механизма растира. Методика измерения сопротивлений осевому перемещению растирочного цилиндра

Для сообщения осевого перемещения исследуемому растирочному цилиндру был применен червячный кривошипно-кулисный (синусный) механизм (рис. 2). Конёц шпинделя цилиндра

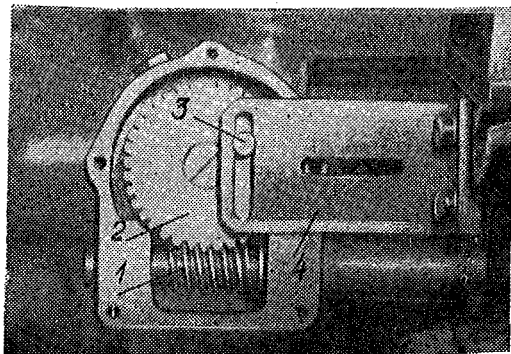


Рис. 2

Механизм привода растирочного цилиндра.

выполнен в виде червяка 1 и находится в зацеплении с червячным колесом 2. Палец 3, запрессованный в тело колеса 2, кинематически сопряжен с пазом кулисы 4, жестко закрепленной на стенке макета. Благодаря описанному механизму, растирочный цилиндр при вращении получает возвратно-поступательное движение. Осевой размах (ход) растирочного цилиндра равен двум радиусам кривошипа $2R_{кр}$

Техническая характеристика кривошипно-кулисного механизма

1. Модуль зацепления m	2
2. Число заходов червяка	2
3. Угол наклона витка λ	$9^\circ 35'$
4. Число зубьев червячного колеса	36
5. Радиус кривошипа в мм	20

**Скорости и ускорения при осевом перемещении растирочного цилиндра
в зависимости от его окружной скорости**

Таблица 1.

Окружная скорость цилиндра в м/сек.	Угол поворота кривошипа в градусах						
	0	30	60	90	120	150	180
	Скорость в мм/сек.						
0,310	0	3,32	5,76	6,65	5,76	3,32	0
0,785	0	8,38	14,50	16,75	14,50	8,38	0
1,225	0	13,10	22,70	26,20	22,70	13,10	0
1,880	0	20,05	34,80	40,10	34,80	20,05	0
2,500	0	26,70	46,30	53,50	46,30	26,70	0
Ускорение в мм/сек ²							
0,310	2,18	1,89	1,09	0	-1,09	-1,89	-2,18
0,785	14,10	12,20	7,05	0	-7,05	-12,20	-14,10
1,225	34,40	29,80	17,20	0	-17,20	-29,80	-34,40
1,880	80,10	69,35	40,05	0	-40,05	-69,35	-80,10
2,500	143,00	124,00	71,15	0	-71,15	-124,00	-143,00

Описанный механизм осевого растира является узлом специального макета красочного аппарата, общий вид которого представлен на рис. 2-а.

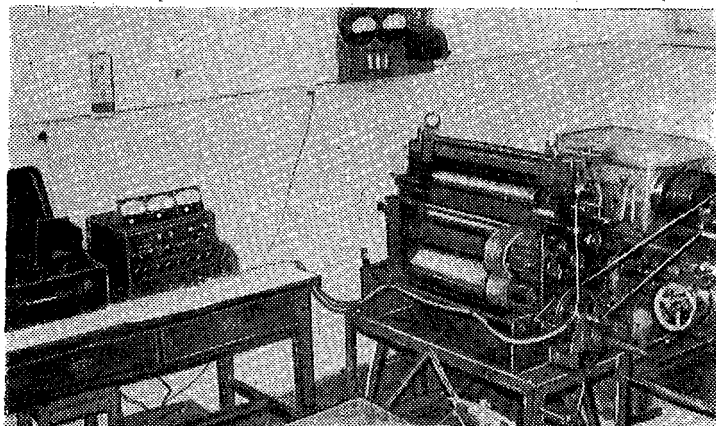


Рис. 2-а.
Общий вид макета красочного аппарата.

Рассматривая контакт растирочного цилиндра и эластичного валика, можно представить картину их силового взаимодействия. При осевом смещении растирочного цилиндра по отношению

к неподвижному в осевом направлении эластичному валлику в контактной зоне возникает сопротивление от сил упруго-пластического сдвига в красочном слое, в котором, кроме того, в какой-то мере принимает участие и материал эластичного валика. Это сопротивление в одинаковой мере воздействует как на цилиндр, так и на валик. Таким образом, практически возможно измерять сопротивление осевому перемещению как на цилиндре, так и на валике. Измерение осевого усилия в нашем случае производилось посредством фиксирования напряженного состояния рычага подшипника эластичного валика.

Эластичный валик установлен в подшипниках, конструкция которых представлена на рис. 3. Под действием силы T , при осевом смещении растирочного цилиндра, как показано на рис. 3, рычаг левого подшипника P_L изгибается.

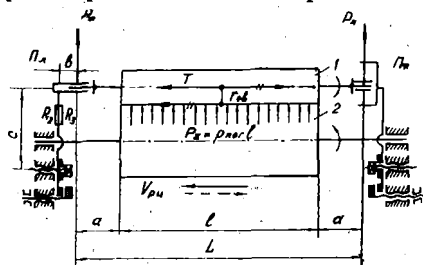


Рис. 3.

Силы, нагружающие звенья механизма в процессе осевого перемещения растирочного цилиндра.

Для регистрации осевой силы T на параллельные поверхности рычага подшипника были наклеены датчики из константановой проволоки R_2 и R_3 с сопротивлением порядка 90 ом. Как известно [7], к деформации детали,

такие датчики весьма чувствительные на которую они наклеены.

В качестве измерительной схемы использован мост Уитстона с двумя рабочими плечами R_2 и R_3 (рис. 4). Необходимым условием равновесия моста является равенство произведений

$$R_1 R_3 = R_2 R_4.$$

Для компенсации небольшой разницы в величине сопротивлений R_2 и R_3 в мост включено балансирующее сопротивление R_4 , служащее для уравнивания схемы перед началом работы.

В связи с тем, что деформации рычага подшипника, а следовательно, и изменение сопротивлений датчиков очень малы, напряжение разбаланса на выходе моста не может быть измерено обычными стрелочными приборами. Поэтому для усиления указанного напряжения при проведении опытов использован четырехканальный электронный усилитель (рис. 2-а и 4), имеющий коэффициент усиления порядка 100 000.

Осевые усилия T , благодаря применению усилителя, регистрировались на пленке с помощью осциллографа типа МПО-2.

Включение датчиков R_2 и R_3 в смежные плечи моста обеспечивает компенсацию колебаний температуры внешней среды и температуры машины.

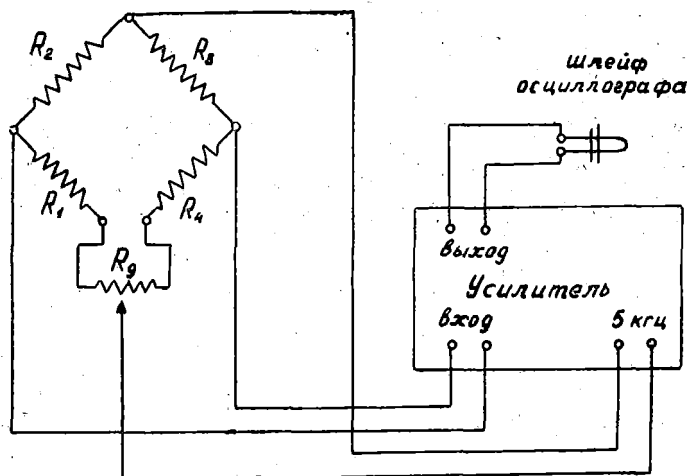


Рис. 4.

Включение проволочных датчиков в измерительную схему.

Тарировка датчиков производилась непосредственно на рычаге подшипника $П_л$. Для этого рычаг снимался со стенки макета и крепился с помощью винтов 1 и 2 как показано на рис. 5. Нагружение производилось грузами, одеваемыми на стержень, установленный в отверстие подшипника. Отклонения зайчика осциллографа под действием различных грузов записывались на пленке. После обработки осциллограмм строился тарировочный график, который впоследствии использовался для расшифровки данных опыта.

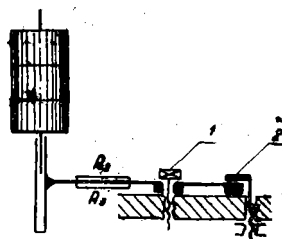


Рис. 5.

Принципиальная схема тарировки рабочих датчиков.

Изменение осевого усилия за цикл также фиксировалось на пленке. На рис. 6 представлены характерные осциллограммы осевого усилия. Из них явствует, что изменение силы T пропорционально скорости осевого перемещения; при скорости растягивающего цилиндра равной нулю $T=0$, при наибольшей скорости при данном режиме значения T достигают максимума.

Исследование величины силы T было выполнено для красок различной вязкости и материалов эластичных валиков, обладающих различными механическими характеристиками.*

* Значение механических характеристик материалов эластичных валиков приведены в работе [10].

Были изучены зависимость силы T от толщины слоя краски, скорости работы макета и погонной нагрузки. В каждом отдельном случае при расшифровке осциллограмм фиксировались максимальные значения силы T .

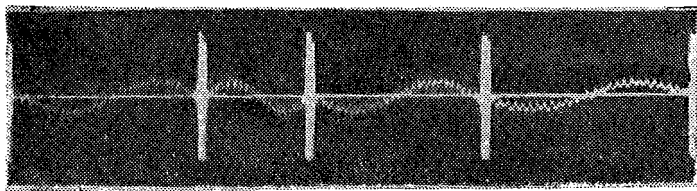


Рис. 6.
Осциллограммы осевых усилий.

Анализ сил, действующих на подшипники эластичного валика, и их влияние на точность измерения осевого усилия

После нагружения эластичного валика 1 (рис. 3) силой $P_{\Sigma} = p_{\text{пог}} l$ его подшипники подвергаются действию сил P_{λ} и P_{Π} . Рассмотрим случай максимального нагружения валика 1 , имевший место при проведении экспериментов.

$$P_{\Sigma} = p_{\text{пог}} l = 0,4 \cdot 52 = 20,8 \text{ кг}.$$

Тогда

$$P_{\lambda} = P_{\Pi} = 0,5 p_{\text{пог}} l = 0,5 \cdot 0,4 \cdot 52 = 10,4 \text{ кг}.$$

Сила P_{λ} на плече b составляет момент, нагружающий рычаг подшипника на длине C .

$$M = P_{\lambda} b = 10,4 \cdot 3 = 31,2 \text{ кгсм}.$$

Максимальная стрела прогиба рычага подшипника под действием момента

$$f = \frac{MC^2}{2EI}.$$

Рычаг чугунный ($E = 1,3 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$). Поперечное сечение $2 \times 2,5 \text{ см}$ ($I = 1,67 \text{ см}^4$).

$$f = \frac{31,2 \cdot (8,5)^2}{2 \cdot 1,3 \cdot 10^6 \cdot 1,67} = \frac{2250}{4,35 \cdot 10^6} = 0,00051 \text{ см} = 0,0051 \text{ мм}.$$

Максимальная сила трения, соответствующая $P_{\Sigma} = 20,8 \text{ кг}$, в случае растира лито-офсетной голубой краски № 363 достигала $4,0 \text{ кг}$.

Стрела прогиба рычага подшипника под действием силы $T = 4,0 \text{ кг}$.

$$f = \frac{TC^3}{3EI} = \frac{4 \cdot (8,5)^3}{3 \cdot 1,3 \cdot 10^6 \cdot 1,67} = \frac{2460}{6,65 \cdot 10^6} = 0,00037 \text{ см} = 0,0037 \text{ мм}.$$

Таким образом, прогиб рычага подшипника под действием момента от силы P_d больше в 1,375 раза от прогиба, получаемого в результате действия силы T . Тарировка же рычага подшипника производилась без учета силы P_d , как это показано на рис. 5. Значит ли это, что принятая методика тарировки могла внести погрешности в результаты опыта? Для ответа на этот вопрос рассмотрим типичный для данного случая тарировочный график (рис. 7).

График представлен двумя прямыми, выходящими из начала координат:

I — максимальная стрела прогиба в зависимости от нагрузки;

II — отклонение зайчика в зависимости от нагрузки (отклонение зайчика на тарировочной пленке после увеличения).

Из графиков следует, что между деформацией рычага подшипника и нагрузкой существует линейная зависимость. Исходя из этого можно заключить, что предварительное нагружение рычага подшипника моментом от силы P_d не внесет искажений в результаты опыта, а приведет лишь к смещению начала координат на определенную величину, как это показано на графике для случаев различной погонной нагрузки $P_{пог}$ на эластичный валик.

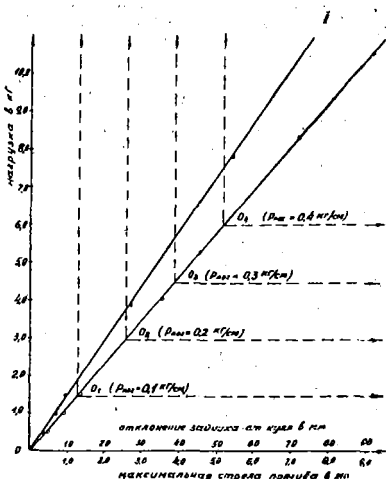


Рис. 7.
Тарировочный график.

Предварительное нагружение рычага подшипника приводит естественно к отклонению зайчика от нуля. Установив зайчик снова на нуль, т. е. приняв его новое положение за начальное, можно приступить к записи результатов. При расшифровке осциллограмм таким образом вполне пригодна тарировка, произведенная в описанных условиях (рис. 5).

В процессе осевого перемещения растирочного цилиндра стержень эластичного валика подвергается воздействию момента от силы T на радиус $r_{эв}$, меняющего знак в зависимости от направления движения.

$$M_T = \pm T r_{эв}.$$

Момент создает дополнительное нагружение рычагов подшипников.

Сила, например, в левом подшипнике (при максимальном значении $T=4,0 \text{ кг}$ и радиусе эластичного валика $r_{эв}=3 \text{ см}$)

$$P'_л = \pm \frac{M_T}{L} = \frac{4 \times 3}{69,5} = 0,173 \text{ кг}.$$

Момент, нагружающий рычаг подшипника от $P'_л$

$$M'_T = P'_л \cdot b = 0,173 \cdot 3,0 = 0,519 \text{ кгсм}.$$

Момент M'_T дополнительно нагружающий рычаг подшипника, составляет по отношению к моменту от силы $P_л$ около 1,7%.

Как и в первом случае M'_T не оказывает существенного влияния на результаты показаний, а приводит лишь к незначительному смещению начала координат.

В анализе умышленно больше внимания уделено левому подшипнику, т. к. он является рабочим. Влияние же правого подшипника на результаты опыта практически незначительно.

В качестве опоры в правом подшипнике использована втулка 1, жестко закрепленная в плоской стальной мембране 2, толщиной 0,8 мм (рис. 8).

Мембрана 2 в свою очередь надежно соединена с жесткой обоймой 3, крепящейся в головке рычага правого подшипника. Известно, что мембраны при подобном характере закрепления обладают высокой устойчивостью по оси y и имеют значительную податливость в направлении оси x .

Как было показано выше, суммарная наибольшая стрела прогиба рычага левого подшипника составила

$$f_{\Sigma \max} = 0,0088 \text{ мм}.$$

Для достижения стрелы прогиба мембраны равной 0,0088 мм (при $I=0,000085 \text{ см}^4$ и $l=10 \text{ см}$) потребуется усилие, равное

$$P = \frac{48 E I f}{l} = \frac{48 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 0,000085 \cdot 0,00088}{10} = 0,00507 \text{ кг}.$$

Очевидно, что влиянием усилия в пять грамм можно пренебречь без ущерба для точности результатов исследуемого сопротивления осевому перемещению растирочного цилиндра.

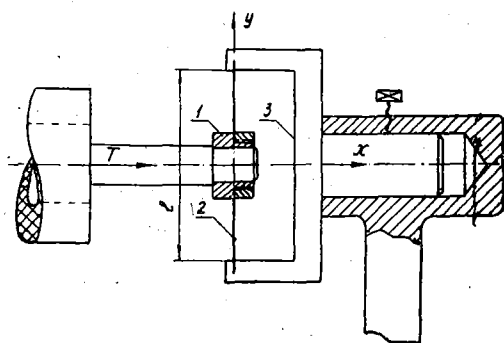


Рис. 8.

Конструкция правого подшипника эластичного валика с мембраной.

Анализ опытных данных

Трение между растирочным цилиндром и эластичным валиком с учетом наличия между ними краски является жидкостным, т. е. таким, при котором скольжение происходит не по поверхностям валика и цилиндра, а в слое краски.

На контактирующих поверхностях образуются адсорбционные слои, в которых молекулы ориентируются по отношению к этим поверхностям своими полярными группами, а их цепи располагаются параллельно друг другу и перпендикулярно к поверхности адсорбента. Такой ориентированный монослой имеет ничтожную величину порядка $0,1-0,2 \cdot 10^{-6}$ мм. Слой краски

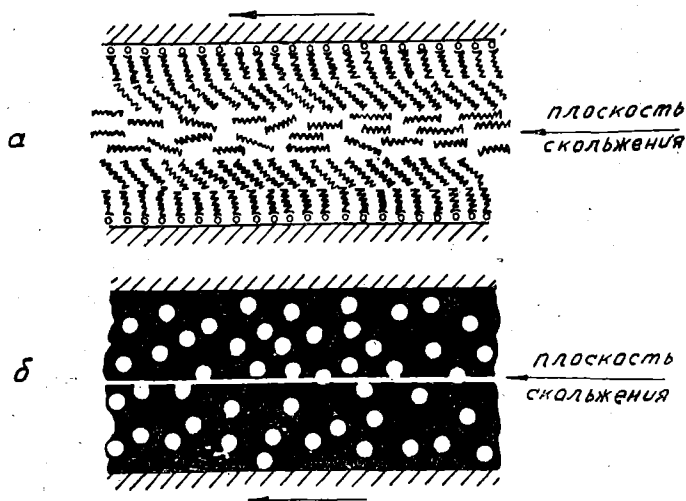


Рис. 9.

Принципиальная схема явлений, сопутствующих упруго-пластическому сдвигу в слое краски.

в силу значительной толщины состоит из большого числа ориентированных монослоев (мультимолекулярный слой). Ориентированные друг к другу цепи молекул как бы скрепляются между собой силами молекулярного притяжения, что обеспечивает необходимую прочность всего слоя, позволяющую ему выдерживать не продавливаясь нагрузку, развиваемую между контактирующими поверхностями.

Под влиянием относительного скольжения поверхностей, разделенных таким слоем, цепи молекул способны наклоняться и изгибаться (рис. 9-а). Благодаря этому скольжение облегчается по сравнению со скольжением несмазанных поверхностей.

При расшифровке осциллограмм фиксировались максимальные значения осевой силы $T_{ост.х}$, соответствующей моменту наи-

большей скорости растирочного цилиндра при его осевом перемещении.

В самом начале изучения опытных данных было принято условие, что

$$T_{\text{ос max}} = \mu_{\text{пр max}} P_{\Sigma} \quad [\kappa\Gamma], \quad (1)$$

где P_{Σ} — суммарное давление между эластичным валиком и растирочным цилиндром в $\kappa\Gamma$;

$\mu_{\text{пр max}}$ — приведенный коэффициент трения скольжения.

$$\mu_{\text{пр max}} = \frac{T_{\text{ос max}}}{P_{\Sigma}}. \quad (1a)$$

По формуле (1a) расчетным путем* получены $\mu_{\text{пр max}}$, выражающие в относительном виде значения силы $T_{\text{ос max}}$ в зависимости от нормального давления P_{Σ} при различных условиях опыта.

а) Влияние скорости

Как уже указывалось ранее, червячный кривошипно-кулисный механизм (рис. 2), использованный в макете для обеспечения осевого перемещения растирочного цилиндра, сообщал ему скорость, выражающуюся синусоидальным законом. На осциллограммах (рис. 6) сила трения в течение цикла также меняется по синусоиде.

На рис. 10 приведены графики изменения силы трения, выраженной через μ , за половину цикла для эластичного валика из

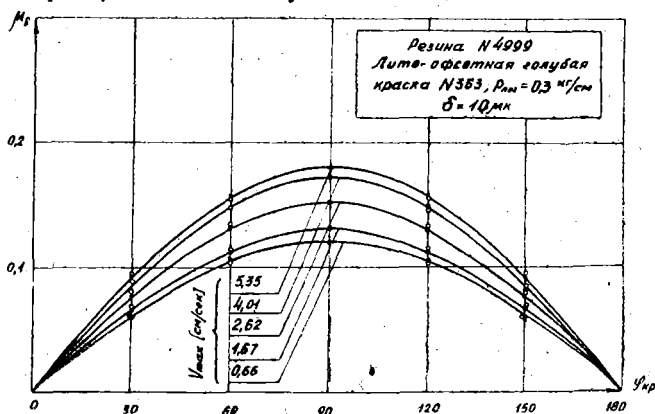


Рис. 10.

Изменение сопротивления осевому перемещению растирочного цилиндра в зависимости от угла поворота кривошипа.

* Пересчет произведен для удобства при анализе сил трения в относительном виде.

резины № 4999, при раскате лито-офсетной голубой краски № 363 (при $\delta = 10 \text{ мк}$) и погонной нагрузке $p_{\text{пог}} = 0,3 \text{ кг/см}$, полученные в процессе расшифровки осциллограмм. Одновременно на графике нанесены точки, полученные для данных условий опыта расчетным путем

$$\mu_i = \mu_{\text{пр max}} \sin \varphi_i, \quad (2)$$

где μ_i — текущее значение приведенного коэффициента трения скольжения;

$\mu_{\text{пр max}}$ — максимальное значение приведенного коэффициента трения скольжения для рассматриваемого случая;

φ_i — текущий угол поворота кривошипа механизма осевого растира.

Из графиков видно, что экспериментальные точки и точки рассчитанные по формуле (2), располагаются близко друг от друга. Это дает основание считать, что для получения текущих значений μ_i и, соответственно, силы T_i следует максимальное значение $\mu_{\text{пр max}}$ (или $T_{\text{ос max}}$) умножить в нашем случае на синус текущего угла поворота кривошипа.

В общем случае для получения текущего значения μ_i можно воспользоваться формулой:

$$\mu_i = \mu_{\text{пр max}} \frac{b_k}{B}, \quad (2a)$$

где b_k — позиционный инвариант подобия скоростей;

B — константа пика скорости для заданного закона движения [9].

Из рис. 10 видно, что при постоянном давлении между валиком и цилиндром, а следовательно, при постоянной площади контакта сила трения со скоростью увеличивается. Это увеличение можно объяснить не чем иным как ростом равнодействующей сил молекулярного взаимодействия (адгезии) в слое краски. Данные наших опытов подтверждают результаты исследований Б. В. Дерягина и А. П. Порецкой [4], которые показали, что работа адгезии* со скоростью растет.

С изменением условий опыта соотношение тангенциального и осевого проскальзывания в зоне контакта меняется. Поэтому характерным для проведенных опытов является то, что текущие значения силы трения при данном режиме в течение цикла меняются пропорционально скорости, в то время как для ее пиковых значений при меняющихся режимах указанная закономерность не сохраняется (рис. 10).

* При исследовании явлений деления красочного слоя пользуются терминологией, принятой Б. В. Дерягиным и А. П. Порецкой [4].

б) Влияние давления

Как следует из наших опытов, с увеличением давления на растирочный цилиндр приведенный коэффициент трения скольжения уменьшается. Уменьшается также и сила трения.

В качестве примера на рис. 11 рассмотрен типичный график зависимости $\mu_{пр} = f(p_{пог})$ для эластичного валика из резины № 4999 при раскате и растире лито-офсетной голубой краски № 363 ($\delta = 5 \mu\text{к}$), на котором наглядно показано уменьшение $\mu_{пр}$ с увеличением погонной нагрузки.

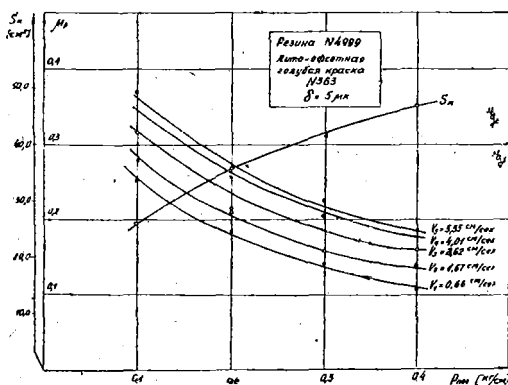


Рис. 11.

Влияние погонной нагрузки на величину сопротивления осевому перемещению растирочного цилиндра.

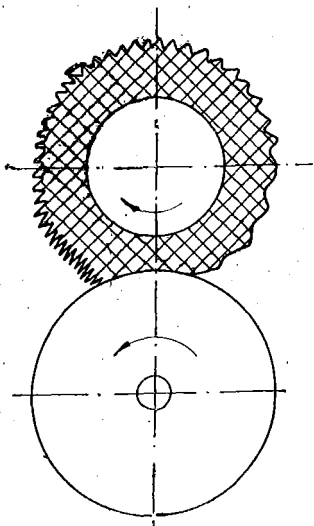


Рис. 12

Сжатие и растяжение элементов поверхности эластичной оболочки в процессе качения валика.

Целым рядом исследований [1, 2, 5, 6] установлено, что в процессе раската и растира краски происходит аэрация краски и что это явление играет немаловажную роль при делении красочного слоя.

Рассматривая эластичный валик приводимый во вращение от жесткого цилиндра за счет сил трения в зоне контакта, по аналогии с данными наблюдений академика Е. А. Чудакова [12] можем представить, что на стороне набегания будет происходить растяжение, а на стороне сбегания — сжатие элементов поверхности эластичной оболочки валика (рис. 12). Такое состояние поверхности оболочки эластичного валика способствует аэрации краски.

Большое количество пузырьков воздуха, случайно расположенных в контактной зоне, ослабляют слой, способствуя умень-

шению его способности сопротивляться внешним нагрузкам (рис. 9-б). Известно также, что увеличение давления в контактной зоне влечет за собой усиление эффекта тиксотропии [8], следствием которого является разжижение краски. Кроме того, следует учитывать, что скольжение в слое происходит не в направлении движения растирочного цилиндра, а под углом к нему [11].

Таким образом, с увеличением погонной нагрузки, сложный характер сдвига и меняющееся в связи с этим качественное состояние красочного слоя приводят к уменьшению приведенного коэффициента трения.

в) Влияние материала оболочки эластичного валика

Из данных опыта следует, что материал эластичного валика количественного влияния на величину сопротивления осевому перемещению растирочного цилиндра не оказывает.

В таблице 2 в качестве примера рассмотрены значения приведенного коэффициента трения для ряда конкретных случаев.

Таблица 2.

Значения приведенного коэффициента трения от различных условий опыта

Краска Материал эластичного валика	$\mu_{пр}$			
	Резина № 4999	Резина № 4974-7	Вальц-масса	Поли-эфир-уретан
Иллюстрационная краска для плоскопечатных машин № 54 $\rho_{пог} = 0,3 \text{ кг/см}$, $\delta = 10 \mu\text{к}$ $v = 4,00 \text{ см/сек}$,	0,147	0,146	0,146	0,136
Иллюстрационная краска для плоскопечатных машин № 54 $\rho_{пог} = 0,2 \text{ кг/см}$, $\delta = 10 \mu\text{к}$ $v = 4,00 \text{ см/сек}$,	0,190	0,198	0,195	0,170
Иллюстрационная краска для плоскопечатных машин № 55Т $\rho_{пог} = 0,3 \text{ кг/см}$, $\delta = 10 \mu\text{к}$ $v = 4,00 \text{ см/сек}$,	0,151	0,163	0,156	0,170
Иллюстрационная краска для плоскопечатных машин № 55Т $\rho_{пог} = 0,3 \text{ кг/см}$, $\delta = 30 \mu\text{к}$ $v = 4,0 \text{ см/сек}$,	0,124	0,115	0,128	0,135
Лито-офсетная голубая краска № 363 $\rho_{пог} = 0,2 \text{ кг/см}$, $\delta = 10 \mu\text{к}$ $v = 2,62 \text{ см/сек}$,	0,203	0,198	0,178	0,210
Лито-офсетная голубая краска № 363 $\rho_{пог} = 0,3 \text{ кг/см}$, $\delta = 10 \mu\text{к}$ $v = 4,00 \text{ см/сек}$,	0,178	0,170	0,176	0,178

Из таблицы 2 следует, что при прочих равных условиях (сорт краски, толщина слоя, погонная нагрузка) в случае использования эластичных валиков различной жесткости приведенный коэффициент трения скольжения $\mu_{\text{пр}}$ находится примерно на одном и том же уровне. Некоторый разброс данных свидетельствует скорее о погрешностях опыта нежели о влиянии материала эластичного валика.

То, что материал валика не оказывает количественного влияния на сопротивление при осевом растире, является следствием весьма малого деформирования эластичной оболочки вдоль образующей.

г) Влияние вязкости краски

Как и следовало ожидать, с увеличением вязкости краски, при прочих равных условиях, сопротивление осевому перемещению растирочного цилиндра возрастает (таблица 3).

В таблице 3 в качестве примера приведены данные о величине $\mu_{\text{пр}}$ для валиков из полиэфируретана и резины № 4999 в зависимости от минимальной вязкости предельно разрушенной структуры трех красок.

д) Влияние толщины слоя краски

Как показали опыты, во всех случаях с увеличением толщины слоя краски сопротивление осевому перемещению растирочного цилиндра понижается. На рис. 13 приведен характерный график зависимости $\mu_{\text{пр}} = f(\delta)$, где на примере раската и растира иллюстрационной краски № 54 в паре полиэфируретановый

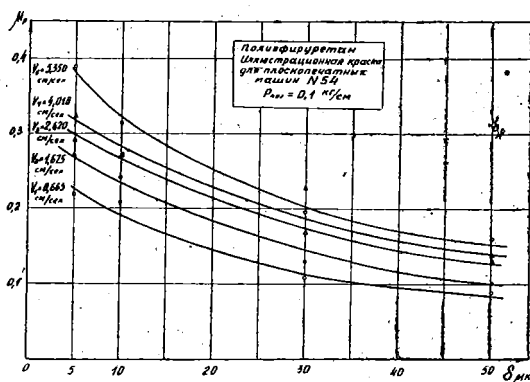


Рис. 13.

Влияние толщины слоя краски на величину сопротивления осевому перемещению растирочного цилиндра.

валик — растирочный цилиндр при погонной нагрузке $p_{\text{пог}} = 0,1 \text{ кг/см}$ показано уменьшение $\mu_{\text{пр}}$ с увеличением толщины слоя краски.

Как показал П. А. Ребиндер (цит. по работе [3]) уменьшение силы трения с увеличением толщины смазочной прослойки (в нашем случае краски), является результатом ослабления сил молекулярного притяжения и удалением плоскости скольжения от контактирующих поверхностей.

е) Обобщенная зависимость сопротивлений осевому перемещению растирочного цилиндра со стороны эластичного валика

В процессе работы красочных аппаратов печатных машин происходит осевое и тангенциальное относительное проскальзывание поверхностей растирочных цилиндров и эластичных валиков.

Вектор полной скорости относительного скольжения ($v_{\text{отн}}$) является суммой векторов составляющих скоростей:

$$\vec{v}_{\text{отн}} = \vec{v}_{\text{танг}} + \vec{v}_{\text{ос}}$$

Сила трения скольжения, как известно, направлена всегда по линии скорости относительного скольжения в обратном направлении к последней.

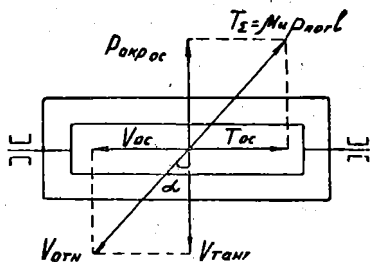


Рис. 14. Схема сил, действующих при осевом и тангенциальном проскальзывании.

Из схемы на рис. 14 осевая составляющая суммарной силы трения:

$$T_{\text{ос}} = T_{\Sigma} \sin \alpha = T_{\Sigma} \frac{v_{\text{ос}}}{v_{\text{отн}}} = p_{\text{пог}} l \mu_n \frac{v_{\text{ос}} \cos \alpha}{v_{\text{танг}}} \quad [\text{кг}], \quad (3)$$

где T_{Σ} — сила трения в плоскости скорости относительного скольжения в кг;

α — угол между направлением полной скорости относительного скольжения и ее тангенциальной составляющей;

$p_{\text{пог}}$ — погонная нагрузка на эластичный валик в кг/см ;
 l — длина эластичного валика в см ;
 $v_{\text{ос}}$ — осевая скорость растирочного цилиндра в см/сек ;
 $v_{\text{танг}}$ — тангенциальная составляющая скорости относительного скольжения в см/сек ;
 $v_{\text{отд}}$ — полная скорость относительного скольжения в см/сек ;
 $\mu_{\text{н}}$ — истинный коэффициент трения скольжения.

$$v_{\text{ос}} = b_{\text{к}} \frac{S_{\text{р}}}{T},$$

где $b_{\text{к}}$ — позиционный инвариант подобия скоростей;
 $S_{\text{р}}$ — размах растирочного цилиндра в см ;
 T — время перемещения растирочного цилиндра в сек .

$$v_{\text{танг}} = v_{\text{окрц}} - v_{\text{окрв}} = v_{\text{окрц}}(1 - \varepsilon) = \frac{\pi D n}{60}(1 - \varepsilon),$$

где $v_{\text{окрц}}$ — окружная скорость растирочного цилиндра в см/сек ;
 D — диаметр растирочного цилиндра в см ;
 n — число оборотов растирочного цилиндра в минуту;
 $v_{\text{окрв}}$ — окружная скорость эластичного валика в см/сек ;
 ε — коэффициент относительного скольжения.

Подставляя в зависимость (3) значения $v_{\text{ос}}$ и $v_{\text{танг}}$, получим:

$$T_{\text{ос}} = p_{\text{пог}} l \mu_{\text{н}} \frac{b_{\text{к}} S_{\text{р}} \cos \alpha}{v_{\text{окрц}} T(1 - \varepsilon)}. \quad (3a)$$

Так как $v_{\text{окрц}} T = S_{\text{ц}}$ — дуговой путь, проходимый каждой точкой поверхности цилиндра за время осевого перемещения растирочного цилиндра, то, обозначив константу наладки растира

$$S_0 = \frac{S_{\text{р}}}{S_{\text{ц}}},$$

перепишем (3a) в виде:

$$T_{\text{ос}} = p_{\text{пог}} l \mu_{\text{н}} \frac{b_{\text{к}} S_0 \cos \alpha}{1 - \varepsilon}. \quad (4)$$

Приведенный коэффициент трения скольжения при перемещении вращающегося растирочного цилиндра вдоль линии контакта ведомого эластичного валика:

$$\mu_{\text{пр}} = \frac{T_{\text{ос}}}{p_{\text{пог}} l} = \mu_{\text{н}} \frac{b_{\text{к}} S_0 \cos \alpha}{1 - \varepsilon} = \mu_{\text{н}} \frac{v_{\text{ос}} \cos \alpha}{v_{\text{танг}}}. \quad (5)$$

Опыты показывают, что материал эластичных оболочек валиков при прочих равных условиях, практически не влияет на сопротивление перемещению растирочного цилиндра от трения с эластичным валиком. Это свидетельствует о наличии между контактирующими поверхностями значительного по толщине

слоя краски, и, следовательно, о том, что трение происходит не между поверхностями, сопряженных цилиндра и валика, а между слоями краски.

То, что краска в силу большой вязкости надежно сцепляется с поверхностями цилиндров и эластичных валиков подтверждается практикой равномерного раската всей краски (в практически требующихся дозах) по всей поверхности цилиндров и валиков красочного аппарата, без особого накопления перед линиями раската.

Трение слоев вязкой жидкости при ламинарном течении подчиняется закону Ньютона:

$$F = \eta \frac{dv}{dh} S,$$

где η — абсолютная динамическая вязкость жидкости в кг сек/м^2 ;

$\frac{dv}{dh}$ — градиент скорости в сек^{-1} ;

S — площадь поверхности, по которой происходит сдвиг слоев в м^2 .

Если принять

$$\frac{dv}{dh} \approx \frac{v_{\text{отн}}}{\delta},$$

то

$$F \approx \eta \frac{v_{\text{отн}} B_{\text{п}} l}{\delta} \quad [\text{кг}], \quad (6)$$

где δ — толщина слоя краски;

$B_{\text{п}}$ — ширина полосы контакта.

Величина истинного коэффициента трения скольжения в том случае, если бы закон (6) соблюдался в специфических условиях трения между растирочным цилиндром и эластичным валиком:

$$\mu_{\text{и}} = \frac{F}{p_{\text{пор}} l} = \eta \frac{v_{\text{отн}} B_{\text{п}}}{\delta p_{\text{пор}}} = \eta \frac{v_{\text{танг}} B_{\text{п}}}{\delta p_{\text{пор}} \cos \alpha}. \quad (7)$$

Если подставить (7) в (5), то

$$\mu_{\text{пр}} = \mu_{\text{и}} \frac{v_{\text{ос}} \cos \alpha}{v_{\text{танг}}} = \eta \frac{v_{\text{ос}} B_{\text{п}}}{\delta p_{\text{пор}}}. \quad (8)$$

Попытка теоретического подсчета $\mu_{\text{пр}}$ по формуле (8) не дает количественного совпадения с данными экспериментов, отягощаемых влиянием значительного числа сложно учитываемых факторов (неравномерное распределение давления по ширине полосы контакта, изменение истинной вязкости краски, в зависимости от режима работы эластичного валика, темпера-

туры, аэрация краской, наличие в краске твердых частиц пигмента и т. п.).

Обобщение данных многочисленных экспериментов дает основание предложить приближенную эмпирическую рабочую формулу для определения $\mu_{\text{пр max}}$ с изменением степеней величин, входящих в формулу (8):

$$\mu_{\text{пр max}} \approx 0,08 \frac{\eta_m^{0,62} v_{\text{ос max}}^{0,25} B_n^{0,10}}{\delta^{0,20} p_{\text{пог}}^{1,10}}, \quad (9)$$

в которой: η_m — абсолютная динамическая вязкость предельно разрушенной структуры краски в кг сек/м^2 ; $v_{\text{ос max}}$ — максимальная скорость растира при заданном режиме в см/сек ; δ — толщина слоя краски на растирочном цилиндре в микронах; $p_{\text{пог}}$ — погонная нагрузка в зоне контакта в кг/см .

Коэффициент 0,08 учитывает выбор размерностей, произведенный в формуле (9), величину $\frac{1}{2^{0,20}}$, с учетом, что в зоне контакта толщина слоя $\Delta = \delta_1 + \delta_2 = 2\delta$, где δ толщина слоя краски, принятая равной для растирочного цилиндра и эластичного валика, а также некоторую корректировочную величину.

О погрешностях вносимых формулой (9), можно судить сравнивая теоретический расчет и усредненные экспериментальные данные (таблица 3).

Таблица 3*.

Влияние вязкости краски на величину приведенного коэффициента трения

Условия испытаний	Материал обложки эластичного валика		
	Полнэфиуретан		Резина № 4999
$v_{\text{ос max}}$ (см/сек)	4,0	4,0	5,35
$p_{\text{пог}}$ (кг/см)	0,1	0,2	0,3
δ (мк)	30	10	5,0
Краска			
Иллюстрационная краска для плоскочечатных машин № 54; $\eta_m = 24,6$ пуаза = $0,25 \text{ кг сек/м}^2$	$\frac{0,293}{0,285}$	$\frac{0,178}{0,170}$	$\frac{0,134}{0,165}$
Иллюстрационная краска для плоскочечатных машин № 55Т; $\eta_m = 32,0$ пуаза = $0,326 \text{ кг сек/м}^2$	$\frac{0,344}{0,372}$	$\frac{0,215}{0,198}$	$\frac{0,156}{0,171}$
Лито-офсетная голубая краска № 363; $\eta_m = 50,6$ пуаза = $0,522 \text{ кг сек/м}^2$	$\frac{0,460}{0,428}$	$\frac{0,276}{0,250}$	$\frac{0,210}{0,210}$

* В числителе значения приведенного коэффициента трения, полученные расчетным путем по формуле (9), в знаменателе — усредненные экспериментальные данные.

С учетом широкого диапазона условий, охватываемого таблицей 3 и фактически значительного разброса экспериментальных данных, полученные расхождения между величинами по рабочей формуле (9) и экспериментальными данными следует считать удовлетворяющими условиям практических расчетов.

Для получения текущих значений приведенного коэффициента трения необходимо воспользоваться зависимостью (2а).

ж) Влияние осевого усилия на величину окружного усилия растирочного цилиндра

В случае учета только сопротивлений осевому перемещению растирочного цилиндра для эластичного валика справедливо равенство

$$M_{кр} \omega_1 \eta_{мех} = T_{ос} v_{ос}, \quad (10)$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент, потребный для преодоления сопротивлений осевого растира краски в $\kappa\Gamma\text{ см}$ (без учета сопротивлений, возникающих при качении эластичного валика);

ω_1 — угловая скорость эластичного валика в $1/\text{сек}$;

$\eta_{мех}$ — к. п. д. механизма, сообщаемого растирочному цилиндру осевое перемещение;

$T_{ос}$ — сопротивление осевому перемещению растирочного цилиндра в $\kappa\Gamma$;

$v_{ос}$ — скорость осевого перемещения растирочного цилиндра в $\text{см}/\text{сек}$.

Из равенства (10) определим крутящий момент

$$M_{кр} = \frac{T_{ос} v_{ос}}{\omega_1 \eta_{мех}} \quad (11)$$

Окружное усилие на растирочном цилиндре с учетом преодоления сил сложного упруго-вязкого сдвига в красочном слое при его осевом перемещении:

$$P_{окр\text{ ос}} = \frac{2M_{кр}}{D} = \frac{2p_{пог} l \mu_i v_{ос}}{\omega_1 D \eta_{мех}}, \quad (12)$$

где $p_{пог}$ — погонная нагрузка в $\kappa\Gamma/\text{см}$;

l — длина эластичного валика в см ;

μ_i — текущее значение приведенного коэффициента трения скольжения при осевом перемещении растирочного цилиндра;

D — диаметр растирочного цилиндра в см .

Поскольку

$$\frac{2v_{ос}}{\omega_1 D} = \text{tg } \alpha,$$

где $\operatorname{tg} \alpha$ — отношение скорости осевого перемещения растирочного цилиндра к его окружной скорости [11]; выражение для $P_{\text{окр ос}}$ приобретает вид

$$P_{\text{окр ос}} = \frac{p_{\text{пог}} l \mu_i \operatorname{tg} \alpha}{\eta_{\text{мех}}} \quad [\kappa\Gamma], \quad (13)$$

или т. к.

$$p_{\text{пог}} l \mu_i = T_{\text{ос}}$$

$$P_{\text{окр ос}} = T_{\text{ос}} \operatorname{tg} \alpha \frac{1}{\eta_{\text{мех}}} \quad [\kappa\Gamma]. \quad (13a)$$

Проведенное исследование осевых нагрузок в механизме осевого растира показало, что сила трения, приведенная к направлению окружной скорости по отношению к полному окружному усилию, учитывающему сопротивления от внутреннего трения в материале эластичной оболочки, деления красочного слоя и тангенциального проскальзывания составляет малоощутимую величину.

Рассмотрим конкретный пример. Иллюстрационная краска для плоскочечатных машин № 55 Т раскатывается в паре резиновый валик $d=60$ мм (резина № 4999) — стальной растирочный цилиндр $D=112$ мм. Погонная нагрузка $p_{\text{пог}}=0,3$ кг/см, толщина слоя краски $\delta=5$ мк. Длина эластичного валика $l=520$ мм. В таблице 4 приведены опытные данные для окружного усилия $P_{\text{окр}_{\Sigma}}$, силы трения $T_{\text{ос}}$, а также результаты расчета $P_{\text{окр ос}}$.

Таблица 4.

Значения приведенной силы трения

Скорость в м/сек		Окружное усилие $P_{\text{окр}_{\Sigma}}$ [кг]	Сила трения $T_{\text{ос max}}$ [кг]	Приведенная сила $P_{\text{окр ос}}$ [кг]	$\frac{P_{\text{окр ос}}}{P_{\text{окр}_{\Sigma}}} 100\%$
$v_{\text{окр}}$	$v_{\text{ос}}$				
0,310	0,0066	2,7	1,9	0,0586	2,17
0,785	0,0167	3,8	2,2	0,0680	1,79
1,225	0,0262	3,7	2,4	0,0740	2,00
1,880	0,0401	4,3	2,6	0,0803	1,87
2,500	0,0535	4,0	2,9	0,0895	2,24

Оказывается, что сила трения, приведенная к направлению окружной скорости растирочного цилиндра $P_{\text{окр ос}}$ очень мала и ее значение не превышает 2,24 % по отношению к окружному усилию $P_{\text{окр}_{\Sigma}}$, учитывающему весь комплекс сопротивлений в зоне контакта эластичного валика и растирочного цилиндра.

В механизмах осевого растира печатных машин скорости осевого перемещения очень малы по сравнению с окружными

скоростями, а поэтому и углы α , характеризующие их отношения, также незначительны.

Анализ механизмов осевого растира ряда распространенных печатных машин позволил получить представление о пределах наибольшей скорости осевого перемещения и величине отношения осевой скорости к окружной.

Таблица 5.

Данные о наибольшей скорости осевого перемещения растирочных цилиндров и соответствующих им значениях $\lg \alpha$

Марка машины	Расчетная скорость печатания в м/сек	Осевой ход растирочного цилиндра в мм	Число оборотов печатного цилиндра, соответствующих циклу осевого растира	Наибольшая скорость движения растирочного цилиндра в м/сек	Наибольшее значение отношения осевой скорости к окружной скорости растирочного цилиндра
Двухоборотная плоскопечатная машина ДПМ	2,00	20—40	2,00	0,0366—0,0732	0,0184—0,0368
Книжно-журнальная ротационная машина ЗРК	3,00	30—36	6,45—10,70	0,0242—0,0464	0,008 —0,0154
Газетная ротационная машина 2ОР	4,85	30—45	6,73—10,00	0,0372—0,0860	0,0076—0,0178
Газетный агрегат ГА (ГАП)	8,25	10	5,50	0,0352—0,0428	0,0042—0,0064

Из данных, приведенных в таблице 5, следует, что наибольшая скорость осевого перемещения растирочного цилиндра у рассмотренных машин соответствует 0,086 м/сек, а угол α не превышает $2^{\circ}30'$.

Осевое усилие, воспринимаемое подшипником эластичного валика, возникающее в результате действия в зоне контакта сил трения, может быть рассчитано по формуле:

$$T_{oc} = \mu_{np} \max \frac{b_k}{B} P_{\Sigma} . \quad (14)$$

Осевое усилие, нагружающее звенья механизма растира, выражается зависимостью, учитывающей, кроме того, силы инерции цилиндра и число линий контакта:

$$F_{oc} = (z T_{oc} + H) \frac{1}{\eta_{мех}} , \quad (15)$$

где z — число линий контакта между растирочным цилиндром и эластичными валиками;

T_{oc} — усилие, определяемое по формуле (14) в кг;

I — сила инерции растирочного цилиндра в кг;

$\eta_{мех}$ — к. п. д. механизма осевого растира.

$$I = m a, \quad (16)$$

где m — масса растирочного цилиндра в кг сек²/м;

a — ускорение растирочного цилиндра в м/сек².

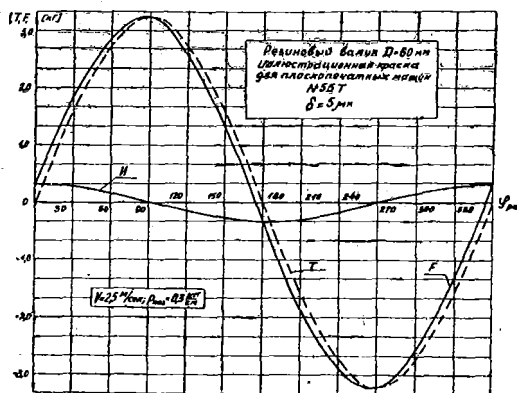


Рис. 15.
Изменение сил T , F и I за цикл осевого растира.

В качестве примера на рис. 15 приведены графики изменения сил T_{oc} , I и F_{oc} за цикл осевого растира. Данные для построения графиков получены путем расчета по формулам 9, 14, 15 и 16.

Из графиков следует, что сила инерции мала. Ее наибольшее значение составляет в нашем случае около 10 % от максимального значения усилия T_{oc} и существенного влияния на силу F_{oc} не оказывает.

В Ы В О Д Ы

1. При осевом перемещении растирочного цилиндра возникают технологические сопротивления, являющиеся результатом сложного упруго-пластического сдвига в слое краски.

2. В пределах данного цикла сопротивление с увеличением скорости осевого растира растет; его текущие значения изменяются пропорционально скорости.

3. С увеличением погонной нагрузки приведенный коэффициент трения при осевом перемещении растирочного цилиндра

уменьшается, что объясняется, с одной стороны, увеличением скорости относительного тангенциального скольжения, а, с другой — проявлением эффекта тиксотропии и ослаблением красочного слоя, вследствие интенсификации захвата мельчайших пузырьков воздуха из окружающей среды.

4. Материал эластичного валика (его механические свойства) на величину сопротивления осевому перемещению практически влияния не оказывают.

5. Краски, обладающие большей вязкостью, способствуют увеличению осевых усилий.

6. Увеличение толщины слоя краски сопровождается уменьшением сопротивления осевому растиру благодаря тому, что влияние сил молекулярного взаимодействия уменьшается с удалением плоскости скольжения от контактирующих поверхностей.

7. Обобщение опытных данных позволило предложить рабочую формулу для определения максимальных значений приведенного коэффициента трения, соответствующего пиковым значениям скорости растирочного цилиндра в данном цикле

$$\mu_{\text{пр max}} \approx 0,08 \frac{\eta_m^{0,62} v_{\text{ос max}}^{0,25} B_{\text{п}}^{0,10}}{\delta^{0,20} p_{\text{пог}}^{1,10}}.$$

Для текущих значений приведенного коэффициента трения в тех же условиях справедлива зависимость

$$\mu_1 = \mu_{\text{пр max}} \frac{b_{\text{к}}}{B}.$$

8. Сопротивление осевому перемещению растирочного цилиндра влияния на суммарный крутящий момент красочного аппарата практически не оказывает и должно учитываться, главным образом, при прочностных расчетах деталей механизма растира, а также при расчете его на жесткость.

ЛИТЕРАТУРА

1. Блокэс Г., Влияние некоторых факторов на результаты печатания, перевод с английского, Исследования в области офсетной печати, ИЛ, М., 1959.
2. Воут А., Пыление краски и способы его предотвращения, перевод с английского, Исследования в области офсетной печати, ИЛ, М., 1959.
3. Дерягин Б. В., Что такое трение, Издательство АН СССР, 1952.
4. Дерягин Б. В., Порецкая А. П., Адгезия черных печатных красок, Труды НИИОГИЗ'а, вып. 5, ч. II, М., 1937.
5. Зеттлмайер А., Уолкер В., Фецко Д., Мейер Р., Процесс перехода печатной краски, перевод с английского, Исследования в области офсетной печати, ИЛ, М., 1959.
6. Козаровицкий Л. А., Малова Т. Н., Каганова Р. Э., Отчет по теме 06—155, ВНИИПП, рукопись, 1954.
7. Раевский Н. П., Методы экспериментального исследования параметров машин, АН СССР, 1952.

8. Рупп Э., О выщипывании, Журнал «Дер Друкішпигель» № 10, октябрь 1959, перевод с немецкого, Сборник научно-технической информации УНИИПП № 10, Львов, 1959.
 9. Тир К. В., Комплексный расчет кулачковых механизмов, Машгиз, Киев—Москва, 1958.
 10. Толстой Г. Д., Экспериментальное исследование нагрева эластичных валков красочных аппаратов. Научные записки, том XIV, Вопросы теории полиграфических машин, УПИ им. Ив. Федорова, Львов, 1961.
 11. Толстой Г. Д. Некоторые вопросы методики энергетического расчета красочных аппаратов машин высокой печати, УПИ им. Ив. Федорова, Львов, 1959.
 12. Чудаков Е. А., Теория автомобиля, Машгиз, 1950.
-