

## ИЗ ЗАГРАНИЧНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.

### Теория привода и расхода силы бумагоделательных машин.

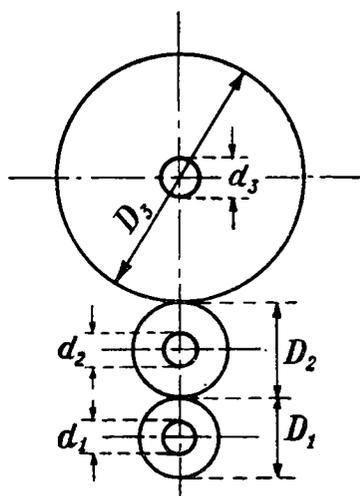
H Raprold «Pap. Fabr.», 1926 г. №№ 28, 29, 32, 33, 34, 37, 38.

Продолжение <sup>1)</sup>.

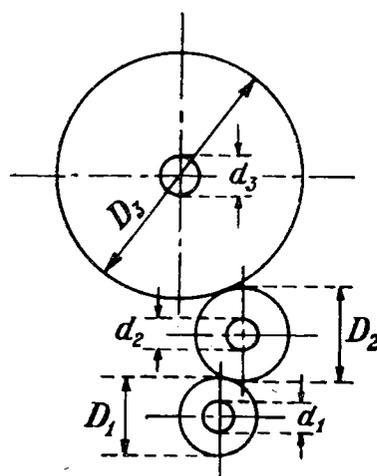
#### 5. Крутящие моменты самосъемочной машины и немецкого пресса.

На фиг. 6 представлена схема немецкого пресса с большим цилиндром, а на фиг. 7—цилиндр с прессом самосъемочной машины. В отношении расхода силы условия у обеих машин одинаковы, но, обычно, в случае самосъемочной машины прессование более сильное, чем у немецкого пресса. Далее, самосъемочная машина обыкновенно приводится в движение от цапфы верхнего вала пресса, в то время как привод немецкого пресса производится через зубчатую передачу у большого цилиндра.

На фиг. 6 и 7  $D_1$ —диаметр нижнего вала,  $d_1$ —диаметр цапф нижнего вала,  $D_2$ —диаметр верхнего вала,  $d_2$ —диаметр цапф верхнего вала,  $D_3$ —диаметр цилиндра,  $d_3$ —диаметр цапф цилиндра.



Фиг. 6.



Фиг. 7.

$M_{d1}$ —момент трения цапф нижнего вала,  $M_{d3}$ —момент трения цапф среднего вала,  $M_{d3}$ —момент трения цилиндра,  $M_{d4}$ —момент трения катания между нижним и верхним прессовым валом,  $M_{d5}$ —момент трения катания между валом и цилиндром.

<sup>1)</sup> См. „Бум. Пром.“ 1927, № 6.

а) Крутящий момент цапф нижнего вала.

Момент трения цапф нижнего вала

$$M_{d1} = (G_1 + G_2) \cdot \mu \cdot \frac{d_1}{2},$$

где  $G_1$ —вес нижнего вала,  $G_2$ —вес верхнего прессового вала и коэффициент трения  $\mu = 0,04$ . Умножая  $M_{d1}$  на идеальное число оборотов  $n_1$ , получим идеальный крутящий момент

$$M_{i1} = (G_1 + G_2) \cdot 0,04 \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \frac{100}{D} \cdot \pi = 0,64 \cdot (G_1 + G_2) \cdot \frac{d_1}{D} \cdot \dots (33)$$

б) Крутящий момент цапф среднего вала.

Эти цапфы полностью разгружены, так как вес верхнего вала и прессовое давление передаются на цапфы нижнего вала. У самосъемочной машины привод происходит через цапфы верхнего вала. Обусловленное этим трение в цапфах входит в крутящий момент передачи. Иначе у немецкого пресса, у которого обычно ведомым является цилиндр. Здесь возникает, как это видно из фиг. 8, путем передачи моментов  $M_{d1}$  и  $M_{d4}$  на нижний прессовый вал, давление в цапфах  $Q$ . Для  $n_1 = 1$  окружное усилие  $P$  на верхнем валу

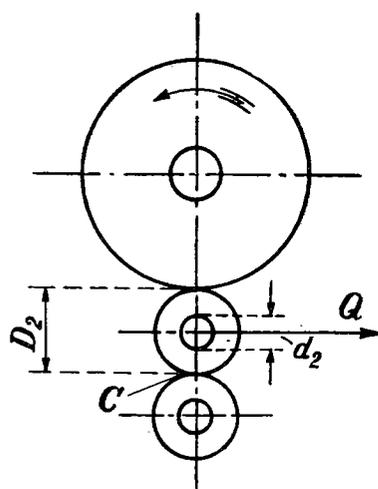
$$P = \frac{M_{i1} + M_{i4}}{D_2/2}.$$

Если представить себе вал закрепленным, у  $C$  (см. фиг. 8), т.е. у точки вращения рычага длиной  $D_2$ , то давление в цапфах, отнесенное также к  $n_1 = 1$ , будет:

$$Q = 2P = 4 \frac{M_{i1} + M_{i4}}{D_2}.$$

При коэффициенте трения  $\mu = 0,04$  идеальный крутящий момент трения в цапфах

$$M_{i2} = 0,04 \cdot Q \cdot \frac{d_2}{2} = 0,04 \cdot 4 \frac{M_{i1} + M_{i4}}{D_2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0,08 \cdot d_2 \cdot \frac{M_{i1} + M_{i4}}{D_2} (34)$$



Фиг. 8.

Эта формула пригодна, как указано выше, только для немецкого пресса.

в) Крутящий момент цилиндра.

Этот крутящий момент может быть определен по формуле 29, т.е.

$$M_{i3} = 0,9 \cdot \frac{G_3 \cdot d_3}{D_3}.$$

г) Момент трения катания между верхним и нижним прессовым валом.

Здесь имеют место те же условия, что и у мокрых прессов, но только с той разницей, что действие нагрузки  $P$  уменьшается на вес

нижнего прессового вала  $G_1$ . Необходимо поэтому формулу 27 соответственно изменить, а именно:

$$M_{i4} = 0,64 \cdot \frac{P - G_1}{D_2} \dots \dots \dots (35)$$

д) Момент трения катания между прессовым валом и цилиндром.

Здесь также может быть положена в основу формула 27. Нагрузка  $P$  в этом случае, однако, уменьшается на  $G_1 + G_2$ .

Идеальный крутящий момент будет, таким образом:

$$M_{i5} = 0,64 \cdot \frac{P - G_1 - G_2}{D_2} \dots \dots \dots (36)$$

В случае немецкого прессы, у которого ведомым является не прессовый вал, а большой цилиндр, надо в формуле 36 вместо  $D_2$  поставить диаметр цилиндра  $D_3$ .

е) Момент трения шабера.

Чаще всего у машины для односторонней гладости устраиваются 3 шабера, а именно: стальной, бронзовый и деревянный.

У самосъемочной машины стальной шабер очень сильно прижимается к цилиндру, тогда как для бронзового и деревянного шаберов требуется менее сильный нажим.

При самосъемочной машине общее прессовое давление может быть принято равным  $P = 12$  кг на см ширины, а средний коэффициент трения  $\mu = 0,12$ . Момент трения будет

$$M_d = \mu \cdot 12 B \cdot \frac{D_3}{2} .$$

Идеальный крутящий момент:

$$M_i = 0,12 \cdot 12 B \cdot \frac{D_3}{2} \cdot \frac{100}{D_3 \cdot \pi} = 23 B \dots \dots \dots (37)$$

У немецкого прессы шабера прижимаются не столь сильно, как у самосъемочной машины. Здесь давление можно принять равным  $p = 10$  кг на см ширины, откуда идеальный крутящий момент

$$M_i = 19 B \dots \dots \dots (38)$$

### 6. Крутящие моменты двухвального полусырого прессы.

У двухвального полусырого прессы условия такие же, как и у мокрых прессы:

а) Идеальный крутящий момент нижнего вала здесь точно так же, по формуле 21,  $M_{i1} = 0,64 \cdot \frac{d_1}{D_1} \cdot Q$ , где  $d_1$  — диаметр цапфы,  $D_1$  — диаметр нижнего вала,  $G_1$  — вес нижнего вала,  $G_2$  — вес верхнего вала,  $P$  — нагрузка верхней цапфы и общая нагрузка цапфы нижнего вала —  $Q = P + G_1 + G_2$  (см. фиг. 9).

б) Идеальный крутящий момент трения катания между нижним и верхним валом.

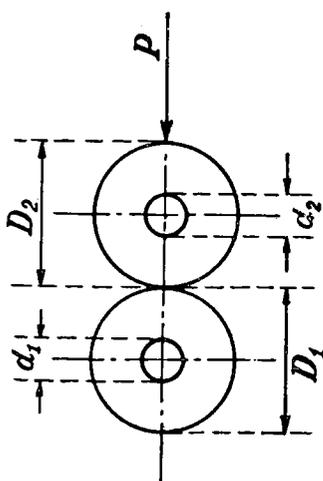
И здесь имеют место те же условия, что и у мокрых прессов, у которых по формуле 27  $M_{i2} = 0,64 \cdot \frac{P + G_2}{D_1}$ .

Но коэффициент трения там был принят  $f = 0,02$ , а у полусырого пресса  $f$ , согласно опытными данным, равно 0,015, в связи с чем формулу 27 надо помножить на отношение  $(0,015 : 0,02) = 0,75$ . В таком случае получаем:

$$M_{i2} = 0,48 \cdot \frac{P + G_2}{D_1} \dots \dots \dots (39)$$

в) Идеальный крутящий момент трения скольжения между валами.

Формула 39 охватывала бы все потери от трения только в том случае, если бы последнее было только трением катания. Но, как известно, между отдельными валами имеет место и скольжение, также влекущее за собой потерю силы. Если коэффициент трения между валом и полотном бумаги  $\mu = 0,3$ , а давление на вал, как и выше, равно  $P + G_2$ , то сопротивление трению



Фиг. 9.

$$W = \mu \cdot (P + G_2) \cdot \frac{D}{2}$$

и момент трения

$$M_d = 0,3 \cdot (P + G_2) \cdot \frac{D}{2}$$

при допущении, что верхний вал неподвижный. В этом случае идеальный крутящий момент можно было бы определить путем умножения  $M_d$  на идеальное число оборотов  $n_i = \frac{100}{D \cdot \pi}$ . В действительности же относительная окружная скорость, которую имеет нижний вал по отношению к верхнему, составляет только 1% от абсолютной скорости. Поэтому для получения идеального крутящего момента надо  $M_i$  помножить на

$$\frac{n_i}{100} = \frac{100}{D \cdot \pi \cdot 100} = \frac{1}{D \cdot \pi};$$

следовательно:

$$M_i = 0,3 \cdot (P + G_2) \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{D \cdot \pi} = 0,048 \cdot (P + G_2) \dots \dots (40)$$

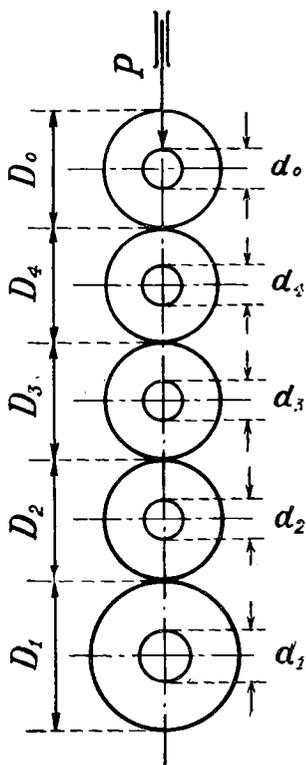
г) Идеальный момент трения на цапфе верхнего вала определяется точно так же, как и у мокрых прессов и гаучпресса, по формуле 23:

$$M_{i3} = 0,64 \cdot \frac{d_2 \cdot P}{D_2},$$

где  $d_2$  — диаметр цапфы верхнего вала и  $D_2$  — диаметр верхнего вала в сантиметрах.

**7. Крутящие моменты многовального глезера.**

Пусть  $P$  — вес груза в килограммах,  $G_1, G_2, G_3$  и т. д. — веса валов, начиная с нижнего вала снизу вверх,  $Q$  — нагрузка цапфы нижнего вала,  $M_{\text{тр}}$  — крутящие моменты трения катания между валами,  $R_1, R_2, R_3$  и т. д. — силы давления между каждым двумя валами в порядке снизу вверх,



Фиг. 10.

$M_{i1}$  — идеальный крутящий момент цапфы нижнего вала,  $M_{i0}$  — идеальный крутящий момент цапфы верхнего вала,  $D_1, D_2, D_3$  и т. д. — диаметры валов,  $D_0$  — диаметр верхнего вала,  $d_1, d_2, d_3$  и т. д. — диаметры цапф валов,  $d_0$  — диаметр цапфы верхнего вала (см. Фиг. 10).

а) Крутящий момент цапфы нижнего вала.

Идеальный крутящий момент здесь, точно так же, как для двухвального полусырого пресса, по формуле 21:

$$M_{i1} = 0,64 \cdot \frac{d_1}{D_2} \cdot Q;$$

здесь  $Q = P + \Sigma(G)$ , т.е.  $P$  плюс сумма всех  $G$ .

б) Крутящий момент цапфы верхнего вала.

Здесь также условия такие же, как в случае двухвального полусырого пресса. Идеальный крутящий момент будет по формуле 23:

$$M_{i0} = 0,64 \cdot \frac{d_0 \cdot P}{D_0}.$$

в) Крутящие моменты трения катания между отдельными валами.

По формуле 39 идеальный крутящий момент трения катания для двухвального полусырого пресса:

$$M_{\text{тр}} = 0,48 \cdot \frac{P + G_2}{D}.$$

Для многовального глезера надо в это последнее равенство вместо  $P + G_2$  вставить силу давления между двумя любыми валами, т.е.  $R = P + \Sigma(G)$ , где под  $\Sigma(G)$  надо понимать общий вес валов, находящихся над данным местом; тогда имеем:

$$M_{\text{тр}} = 0,48 \cdot \frac{R}{D} \cdot \dots \dots \dots (41)$$

Здесь  $D$  — диаметр того вала, который лежит непосредственно под тем местом, момент трения которого определяется.

г) Момент трения скольжения между валами.

В случае двухвального полусырого пресса идеальный момент трения по формуле 40:  $M_i = 0,048 \cdot (P + G_2)$ . Если в этой формуле вместо  $P + G_2$  вставить силу давления  $R$  между любыми двумя валами, то она может быть применена для многовального глезера и тогда

$$M_i = 0,048 \cdot R \dots \dots \dots (42)$$

д) Моменты трения цапф средних валов.

Момент трения цапфы какого-либо среднего вала зависит от крутящего момента, который этот вал передает лежащему над ним валу.

Если идеальные моменты обозначить  $\Sigma(M_i)$ , то согласно формуле 10 действительный крутящий момент  $M_d = \frac{\Sigma(M_i)}{n_i}$ . По формуле 2  $n_i = \frac{100}{D \cdot \pi}$ , откуда:

$$M_d = \pi \cdot D \frac{\Sigma(M_i)}{100}.$$

$$\text{Окружная сила на валу } U = M_d \cdot \frac{D}{2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \Sigma(M_i)}{100}.$$

Если представить себе в месте соприкосновения двух валов неподвижную точку вращения  $C$ , так что окружная сила  $U$  действует на плече рычага  $D$  (см. фиг. 11), то  $U \cdot D = Q \cdot \frac{D}{2}$  и давление на цапфу  $Q = \frac{2U \cdot D}{D} = 2U$ .

Вставив в это равенство вместо  $U$  его найденное выше значение, получаем:

$$Q = 2 \cdot \frac{2 \pi \cdot \Sigma(M_i)}{100} = 4 \cdot \frac{\pi \cdot \Sigma(M_i)}{100}.$$

Коэффициент трения  $\mu$  примем равным 0,04. Идеальный крутящий момент будет таким образом:

$$\begin{aligned} M_i &= M_d \cdot n_i = Q \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{100}{D \cdot \pi} = \frac{4 \cdot \pi \cdot \Sigma(M_i)}{100} \cdot 0,04 \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{100}{D \cdot \pi} = \\ &= 0,08 \frac{d \cdot \Sigma(M_i)}{D} \dots \dots \dots (43) \end{aligned}$$

(Вычисл. моменты см. табл. IV).

е) Момент трения шабера.

Моменты трения шабера могут быть определены по формуле 31:

$$M_i = 0,16 \cdot B.$$

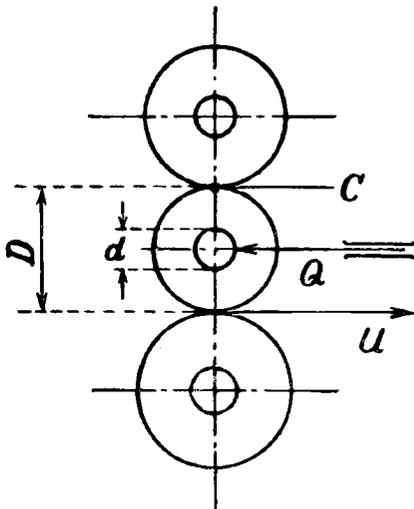
**8. Крутящие моменты продольно-резального устройства сист. Кегеля.**

**а) Пары ножей.**

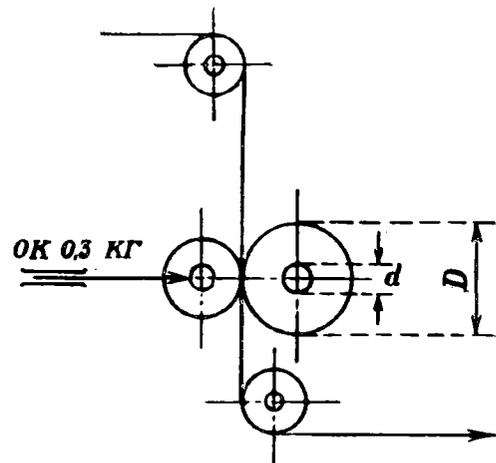
Если сопротивление разрезанию при бумаге средней крепости принять равным 0,3 кг., коэффициент трения между ножом и плоскостью разреза бумаги  $\mu = 0,5$ , то сопротивление трению одной пары ножей на окружности ведомого ножа:

$$W = 0,3 \cdot 0,5 = 0,15 \text{ кг.}$$

Момент трения  $M_d = 0,15 \cdot \frac{D}{2}$ , где  $D$  — диаметр ведомого ножа (см. фиг. 12).



Фиг. 11.



Фиг. 12.

Так как ножи имеют по отношению к полотну бумаги опережение в 30%, то последнее равенство надо помножить на  $\frac{n_1}{100} \cdot 30 = \frac{100}{D \cdot \pi} \cdot \frac{30}{100} = \frac{30}{D \cdot \pi}$  для того, чтобы получить идеальный крутящий момент для одной пары ножей, т.-е.  $M_i = 0,15 \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{30}{D \cdot \pi} = 0,71$ .

Это равенство показывает, что крутящий момент пар ножей настолько мал, что им при расчете можно пренебречь.

**б) Трение цапф валов.**

Если  $d$  — диаметр цапфы вала ножей в сантиметрах,  $G$  — вес вала вместе с ножами,  $\mu = 0,04$  — коэффициент трения, то момент трения в цапфах:

$$M_d = G \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} = 0,02 G \cdot d.$$

Идеальный крутящий момент  $M_i$  получается путем умножения  $M_d$  на  $n_i = \frac{130}{D \cdot \pi}$ , т.-е.

$$M_i = 0,02 \cdot G \cdot d \cdot \frac{130}{D \cdot \pi} = 0,83 \cdot G \cdot d \dots \dots \dots (44)$$

в) Бумаговедущие валики.

Согласно фиг. 12 и 13 примем, что угол обхвата бумаговедущих валиков равен  $90^\circ$ . Если натяжение бумаги на сантиметр ширины бумаги  $p = 0,5$  кг., то нагрузка цапфы, если  $B$  — ширина бумаги в сантиметрах

$$Q = \sqrt{2p^2 \cdot B^2} = 0,5 \cdot \sqrt{2} = 0,7B.$$

Отсюда крутящий момент, если коэффициент трения  $\mu = 0,04$  и  $d$  — диаметр цапфы в сантиметрах,

$$M_d = 0,7B \cdot 0,04 \cdot \frac{d}{2} = 0,014 \cdot B \cdot d.$$

Идеальный крутящий момент получим, умножив  $M_d$  на  $n_i = \frac{100}{D \cdot \pi}$  тогда:

$$M_i = 0,014 \cdot B \cdot d \cdot \frac{100}{D \cdot \pi} = 0,45 \cdot \frac{B \cdot d}{D} \dots \dots \dots (45)$$

(Вычисл. моменты см. табл. V).

### 9. Крутящие моменты наката самочерпки.

У наката имеют место следующие крутящие моменты:  $M_1$  — крутящий момент при работе наматывания,  $M_2$  — крутящий момент вследствие трения в подшипниках штанг или барабанов,  $M_3$  — крутящий момент вследствие трения в муфтах.

а) Крутящий момент при работе наматывания.

Если (см. фиг. 14)  $D$  — диаметр наибольшего валика бумаги,  $B$  — рабочая ширина в сантиметрах и  $p = 0,5$  кг. натяжение бумаги на 1 см. рабочей ширины, то крутящий момент, необходимый для наматывания бумаги, будет:

$$M_d = 0,5 \cdot B \cdot \frac{D}{2} = 0,25 B \cdot D$$

и идеальный момент

$$M_{i1} = 0,25 B \cdot D \cdot \frac{100}{D \cdot \pi} = 8 B \dots \dots \dots (46).$$

б) Крутящий момент вследствие трения цапф штанг барабанов.

Если принять, что направление бумаги в среднем горизонтальное (по фиг. 14), то нагрузка цапф штанг («квадратов»)  $Q = \sqrt{0,5^2 \cdot B^2 + G^2}$ , где  $G$  — вес валика бумаги. Число отдельных катушек можно не принимать

Таблица IV.

		Рабочая ширина в миллиметрах								
		1.500	2.000	2.500	3.000	3.500	4.000	4.500	5.000	5.500
2-вальный полу-сырой пресс	Диам. верхн. вала . . . . мм	300	330	360	400	470	540	560	580	600
	» нижн. » . . . . мм	320	350	380	430	500	580	590	620	650
	$M_i$ . . . . . см кг	1.600	1.900	2.300	2.900	3.800	4.800	5.800	7.400	9.000
3-вальный полу-сырой пресс*)	Диам. верхн. вала . . . . мм	320	350	360	370	450	480	520	550	570
	» средн. » . . . . мм	220	250	250	260	280	300	330	360	380
	» нижн. » . . . . мм	340	370	400	440	520	600	630	650	680
	$M_i$ . . . . . см кг	2.400	2.900	3.500	4.300	5.300	6.400	7.800	9.300	11.500
4-вальный глезер	Диам. 1-го вала . . . . мм	320	350	380	400	450	500	520	540	550
	» 2-го » . . . . мм	220	250	250	260	280	300	320	350	390
	» 3-го » . . . . мм	300	320	340	340	360	380	380	400	420
	» нижн. » . . . . мм	370	400	450	500	550	600	630	660	700
	$M_i$ . . . . . см кг	5.800	6.300	7.700	8.600	11.100	14.500	16.800	19.500	24.000
6-вальный глезер	Диам. 1-го вала . . . . мм	320	350	380	400	450	500	510	520	540
	» 2-го » . . . . мм	280	300	320	340	380	400	400	400	400
	» 3-го » . . . . мм	210	240	250	260	280	300	320	350	380
	» 4-го » . . . . мм	220	250	260	265	285	310	350	380	390
	» 5-го » . . . . мм	300	320	340	360	400	470	480	500	510
	» нижн. » . . . . мм	370	400	450	500	550	600	650	700	750
$M_i$ . . . . . см кг	6.500	7.100	8.600	10.000	12.800	17.400	21.000	25.000	33.000	
8-вальный глезер	Диам. 1-го вала . . . . мм	320	350	380	400	450	490	500	520	540
	» 2-го » . . . . мм	280	300	320	340	380	400	400	400	400
	» 3-го » . . . . мм	230	260	280	290	310	330	350	360	370
	» 4-го » . . . . мм	210	240	250	260	280	300	320	370	380
	» 5-го » . . . . мм	220	250	260	270	290	310	330	380	390
	» 6-го » . . . . мм	230	260	280	290	310	330	350	390	400
	» 7-го » . . . . мм	300	320	340	360	400	470	500	520	560
	» нижн. » . . . . мм	370	400	450	500	550	600	670	720	800
$M_i$ . . . . . см кг	7.000	8.200	9.500	11.200	15.000	20.000	22.000	30.500	41.000	

\*) Для трехвального глезера крутящий момент находится не в графе для 3-вального полусырого пресса, а для 4-вального глезера с соответственным уменьшением.

во внимание, если вес и натяжение считать на 1 катушку на всю ширину бумаги.

Момент трения при коэффициенте трения  $\mu = 0,05$ ,

$$M_{d2} = Q \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} = 0,05 \frac{d}{2} \sqrt{0,5^2 \cdot B^2 + G^2},$$

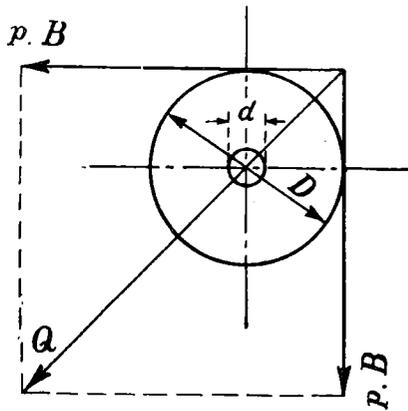
где  $d$  — диаметр цапфы штанги в сантиметрах. Если удельный вес накатанной бумаги  $\lambda = 1$ , то вес катушки  $G = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{B}{1000}$ , где  $D$  и  $B$  даны в сантиметрах.

Если в равенство для  $M_{d2}$  вставить вместо  $G$  его значение, то

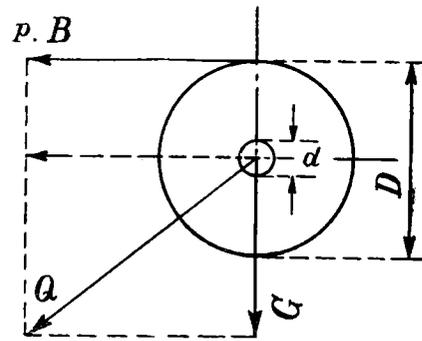
$$M_{d2} = 0,025 \cdot d \cdot B \cdot \sqrt{0,25 + \left(\frac{D^2 \pi}{4 \cdot 1000}\right)^2}.$$

Для расчета можно диаметр валика принять равным  $D = 60$  см., тогда крутящий момент

$$M_{d2} = 0,025 \cdot d \cdot B \cdot \sqrt{0,25 + \left(\frac{60^2 \cdot \pi}{4 \cdot 1000}\right)^2} = 0,072 \cdot d \cdot B.$$



Фиг. 13.



Фиг. 14.

Идеальный момент получим, если  $M_{d2}$  помножим на  $\eta_i = \frac{100}{D \cdot \pi} = \frac{100}{60 \cdot \pi}$ , т.-е.

$$M_{i2} = 0,072 \cdot d \cdot B \cdot \frac{100}{60 \cdot \pi} = 0,038 \cdot d \cdot B \dots \dots (47)$$

в) Крутящий момент, вследствие трения в фрикционных муфтах.

Как уже было указано в 1-й части, привод наката должен получить опережение для штанг—15—20%, а для барабанов—20—30%. Следствием этого является возникновение трения в фрикционных муфтах, которое влечет за собой потерю работы.

При одном валике бумаги во всю рабочую ширину  $B$  передаваемый от фрикционной муфты общий крутящий момент получится путем сложения вычисленных выше отдельных моментов  $M_{i1}$  и  $M_{i2}$  по формулам 46 и 47:

$$M_i = M_{i1} + M_{i2} = 8 B + 0,038 d \cdot B = B \cdot (8 + 0,038 d).$$

Этой величине должен был бы соответствовать идеальный крутящий момент работы трения между фрикционными дисками, если бы катушки находились в покое, а фрикционная муфта находилась в движении при осевом давлении, равном давлению при работе, и при идеальном числе оборотов  $n_i = \frac{100}{D \cdot \pi}$ , где  $D$  — диаметр патрона.

В действительности же валик бумаги имеет число оборотов, составляющее при наибольшем диаметре валика около 14% числа оборотов ведущего фрикционного диска. Идеальный крутящий момент работы трения в фрикционной муфте будет, следовательно, на 14% меньше передаваемого от муфты крутящего момента, т.е.

$$M_{i3} = 0,86 \cdot B \cdot (8 + 0,038 d) \dots \dots \dots (48)$$

При нескольких валиках условия остаются те же самые, так как напряжения, а значит и крутящие моменты, только распределяются на несколько частей, но общая сумма их не меняется.

Общий идеальный крутящий момент будет, таким образом, для наката с штангами

$$M_i = M_{i1} + M_{i2} + M_{i3} = 8 B + 0,038 B \cdot d + 0,86 \cdot B \cdot (8 + 0,038 d) = \\ = B \cdot (14,9 + 0,07 d) \dots \dots \dots (49)$$

Для наката с барабанами надо в формуле 49 прибавить еще 15% на потери в зубчатой передаче. Вычисленные по формуле 49 моменты приведены в таблице V.

Таблица V.

Идеальные крутящие моменты  $M_i$  для наката и продольно-резальных ножей.

	Рабочая ширина в мм.									
	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	
Продольно-резальные ножи $M_i$ . . см. кг.	200	250	310	370	430	480	520	600	670	
Бумаго-ведущие валики {	диаметр мм.	90	110	130	150	170	190	230	260	300
	$M_i$ . см. кг.	25	37	45	53	60	67	82	94	108
Накат . {	диаметр валика бумаги мм.	600	600	600	600	600	600	600	600	600 *)
	$M_i$ см. кг.	2300	3100	3850	4600	5400	6200	6900	7650	8300

\*) При больших диаметрах необходимо соответственно увеличить  $M_i$ .

### 10. Крутящие моменты привода.

Для определения расхода силы от трения в подшипниках привода необходимо было бы произвести очень сложный расчет. Однако, практика показала, что самые простые приводы требуют 25%, а самые сложные 35% от расхода силы всей машины. Поэтому ко всем вычисленным выше в главах 1—9 крутящим моментам надо прибавить еще от 25 до 30%.

Выше при определении всех моментов предполагалось, что подшипники обыкновенные. При применении шариковых или роликовых подшипников потеря на трение будет соответственно меньше; в этих случаях данные вышеприведенных таблиц могут быть уменьшены на 5—10%.

### Часть III.

#### Статический расчет.

На основании вычисленных в II-й части крутящих моментов можно определить диаметры валов, размеры муфт и подшипников, ширину ремней и т. д.

#### 1. Расчет валов.

а) Валы с одним ременным шкивом. (См. фиг. 15).

Если  $M_i$  — передаваемый валом идеальный крутящий момент,  $n_i$  — идеальное число оборотов и  $D$  — диаметр ременного шкива, то действительный крутящий момент будет по формуле 10  $M_d = \frac{M_i}{n_i}$ . Окружное усилие на ременном шкиве

$$P = \frac{M_d}{D/2} = \frac{2 M_d}{D}$$

Вставив в последнее равенство вместо  $M_d$  его значение, получим

$$P = \frac{2 M_i}{D \cdot n_i} \dots \dots \dots (50)$$

Если  $G$  — вес ременного шкива в килограммах, то общее напряжение  $Q$  может быть, как это показано на фиг. 16, легко найдено графически при помощи параллелограмма сил, при чем обычно натяжение ремня принимают равным пятикратному окружному усилию, так как свободная часть вновь надетого ремня обладает еще довольно сильной натяжкой.

Теоретически следовало бы положить в основу расчета найденную таким путем величину  $Q$ . На практике, однако, допускают для простоты, что натяжение ремня и вес ременного шкива действует в одном и том же направлении; при этом получается большая надежность и упрощается расчет. Таким образом имеем равенство

$$Q = 5Z + G \dots \dots \dots (51)$$

Опасное поперечное сечение находится в точке приложения силы  $Q$ , т.е. в середине ременного шкива. Принимая во внимание расстояния по фиг. 15, получим, что опорное давление

$$A = \frac{Q \cdot b}{l} \dots \dots \dots (52)$$

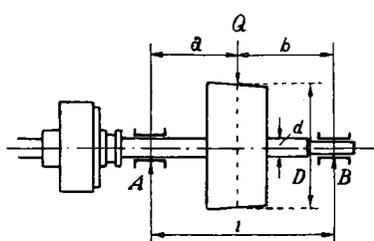
Момент изгиба в опасном сечении будет

$$M_b = A \cdot a = \frac{Q \cdot a \cdot b}{l} \dots \dots \dots (53)$$

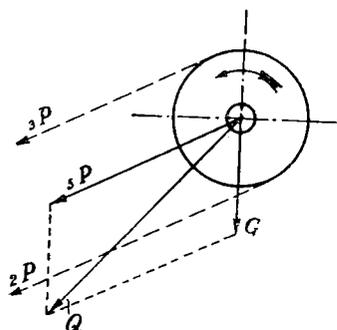
и момент сопротивления вала

$$W = \frac{M_b}{k_b} \dots \dots \dots (54)$$

где  $k_b$  — допустимое напряжение на изгиб и килограммах на 1 кв. см. (для данного случая—500—600 кг.).



Фиг. 15.



Фиг. 16.

Момент сопротивления для круглого сечения  $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ , откуда диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} \dots \dots \dots (55)$$

Вычисленные моменты сопротивления для круглых сечений приведены в таблице VI, и при помощи их можно непосредственно находить диаметры валов.

Таблица VI.

Моменты сопротивления для валов круглого сечения.

Диам. мм	W см <sup>3</sup>						
40	6,283	90	71,6	140	269	190	673
45	8,946	95	84,2	145	299	195	728
50	12,27	100	98,5	150	331	200	785
55	16,33	105	113,6	155	366	205	846
60	21,2	110	130,7	160	402	210	909
65	26,9	115	149,3	165	441	215	975
70	33,7	120	169,6	170	482	220	1.045
75	41,4	125	191,7	175	526	225	1.119
80	50,3	130	215,7	180	573	230	1.194
85	60,3	135	241,5	185	622	235	1.273

При описанном здесь ходе расчета не принято во внимание напряжение вала на кручение; это влияет на конечный результат в весьма незначительной степени. Если в случае сильно нагруженного вала желательно учесть также и влияние кручения, то надо определить действительный крутящий момент, а затем, исходя из этого момента и момента изгиба  $M_b$ , определить идеальный момент (не смешивать с идеальными крутящим моментом) по формуле

$$M_i = 0,35 \cdot M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + a_0 \cdot M_d^2} \dots \dots \dots (56)$$

Здесь  $a_0 = \frac{k_b}{k_d}$ , где  $k_b$  — допускаемое напряжение на изгиб и  $k_d$  — допускаемое напряжение на кручение на 1 кв. см. В данном случае можно принять  $a_0 = 1$ .

Вставив найденную таким образом величину идеального момента в формулу 54 вместо  $M_b$ , можно вычислить момент сопротивления, а значит и диаметр вала.

б) Валы с несколькими отдельными нагрузками.

Если на одном валу сидят несколько ременных или канатных шкивов или зубчатых колес, то он рассчитывается как стержень с несколькими отдельными нагрузками.

И здесь примем, что все нагрузки действуют в одном и том же направлении.

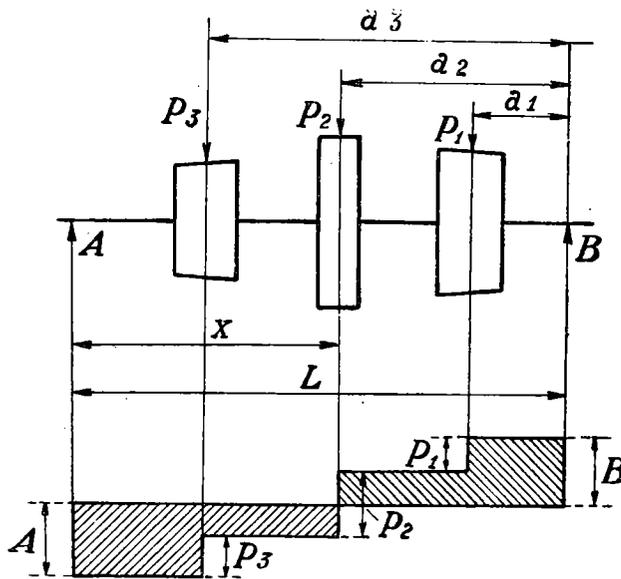
Пусть согласно фиг. 17 и 18  $P_1, P_2, P_3$  и т. д. — отдельные нагрузки (для ремней и канатов по формуле 51, для зубчатых колес только простое окружное усилие и давление на зубец);  $a_1, a_2, a_3$

и т. д. — расстояния отдельных нагрузок от точки опоры  $B$ , тогда при трех, например, нагрузках:

$$A = \frac{P_1 \cdot a_1 + P_2 \cdot a_2 + P_3 \cdot a_3}{L} \dots \dots \dots (57)$$

или 
$$A = \frac{\Sigma (P \cdot a)}{L} \dots \dots \dots (58)$$

Опасное сечение находят следующим образом: из опорного давления  $A$  вычитают по порядку отдельные нагрузки, и опасное сечение будет при



Фиг. 17 и 18.

той нагрузке, при которой остающаяся часть меняет свой знак. На фиг. 18 представлен способ отыскания опасного сечения графическим путем. При этом отдельные нагрузки считаются срезающими силами; если эти срезающие силы отложить в произвольном масштабе сил, тогда опасное сечение будет в точке пересечения горизонтали с ступенчатой линией, ограничивающей диаграмму срезающих сил.

Если обозначим расстояние от опасного сечения до  $A$  через  $x$ , то для расчета изгибающего момента надо сложить все отдельные моменты на расстоянии  $x$ , действующие в опасном сечении, при чем моменты, действующие по часовой стрелке, будут положительными (+), против часовой стрелки — отрицательными (—). Таким образом,

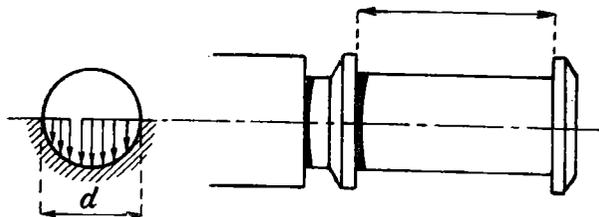
$$Md = A \cdot x - P_3 \cdot (a_3 - a_2) \dots \dots \dots (58a)$$

Найдя изгибающий момент, поступают далее согласно формулам 55 и 56.

### 2. Расчет подшипников.

Если для рассчитанных валов выбраны соответственные подшипники, то необходимо их проверить.

Если  $d$  диаметр цапфы в сантиметрах и  $l$  длина подшипника, то проекция площади, подверженной давлению,  $F = l \cdot d$ .



Фиг. 19.

Давление на подшипник определяется по формулам 52 и 58. Если, однако, давление на подшипник в другой точке опоры больше, то необходимо принять во внимание это последнее давление. Оно для валов с одним ременным шкивом будет  $B = Q - A$  (фиг. 15), а для валов с несколькими ременными шкивами  $B = \Sigma(P) - A$  (фиг. 17).

Если расчетное давление на подшипник обозначить через  $K$  и давление на 1 кв. см — через  $k$ , то

$$k = \frac{K}{l \cdot d} \dots \dots \dots (59)$$

Величина  $k$  для подшипников с металлическими вкладышами = 25, для чугунных вкладышей = 15, не более. При этом принята во внимание продолжительная работа бумагоделательных машин.

### 3. Расчет ремней.

Для определения ширины ремня, необходимого для передачи крутящего момента, надо вычислить окружное усилие  $P$ , которое согласно формуле 50

$$P = \frac{2M_d}{D} \dots \dots \dots (60)$$

где  $D$  — диаметр ременного шкива в сантиметрах.

Если  $p$ —допускаемое напряжение в килограммах на сантиметр ширины ремня, то ширина ремня

$$b = \frac{P}{p} \dots \dots \dots (61)$$

В таблице VII приведены допускаемые напряжения для ременных шкивов различных диаметров при разных скоростях.

Таблица VII.

Одинарные ремни.

При скорости $v$ в м/сек.	Допускаемые напряжения $p$ в кг на см ширины ремня									
	3	5	10	15	20	25	30	40	50	
Диаметры шкивов в мм	100 . . . . .	2	2,5	3	3	3,5	3,5	3,5	3,5	3
	200 . . . . .	3	4	5	5,5	6	6,5	6,5	6,5	6,5
	300 . . . . .	4	5	6	7	7,5	8	8,5	9	9
	400 . . . . .	5	6	7	8	9	9,5	10	10,5	11
	500 . . . . .	6	7	8	9	10	10,5	11	11,5	12
	600 . . . . .	7	8	9	10	11	12	12,5	13	13,5
	750 . . . . .	8	9	10	11	12	12,5	13	13,5	14
	1.000 . . . . .	9	10	11	12	13	13,5	14	14,5	15
	1.500 . . . . .	10	11	12	13	13,5	14	14,5	15	15,5
	2.000 . . . . .	11	12	13	13,5	14	14,5	15	15,5	16
Двойные ремни.										
Диаметры шкивов в мм	300 . . . . .	5	6	7	8	9	10	10	10	10
	400 . . . . .	6,5	8	9	10	11	11,5	12	12,5	12,5
	500 . . . . .	8	9,5	11	12	13	13	13,5	14	14
	600 . . . . .	9,5	11	12	13,5	15	15	16	16,5	17
	750 . . . . .	11	12,5	14	15,5	17,5	17,5	18,5	19,5	20
	1.000 . . . . .	13	15	17	19	21	21	22	23	24
	1.500 . . . . .	15	17	19	21	23	25	26	27	28
	2.000 . . . . .	17	19	21	23	25	27	28	29	30

М. В.

(Окончание следует).