

ИЗ ЗАГРАНИЧНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.

Теория привода и расхода силы бумагоделательных машин.

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

Окончание ¹⁾.

ЧАСТЬ IV.

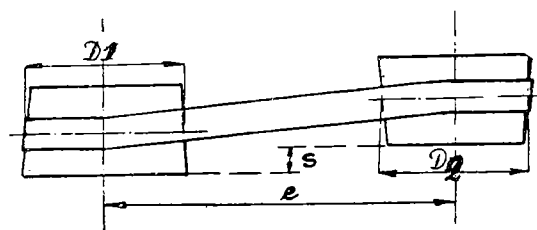
Конические ременные шкивы.

Конусность таких шкивов составляет $8—12\frac{1}{2}\%$ ширины ремня, не более, так как при большей конусности ремни сильно искривляются, причем сокращается продолжительность их службы.

Приводные и контр-шкивы должны быть смещены друг относительно друга, в зависимости от их величины, на 80—120 мм (см. фиг. 20). Величина этого смещения может быть приблизительно определена по следующей экспериментальной формуле.

$$s = \frac{D_1 + D_2 + e}{150} + 6e \quad \dots \dots \dots (62)$$

где D_1 и D_2 —диаметры ременных шкивов в миллиметрах, e —расстояние между осями в миллиметрах, c —конусность шкивов в $\%$ от ширины (см. фиг. 20).



Фиг. 20.

При окружной скорости, не превышающей 30 м в секунду, ременные шкивы изготавливаются из чугуна, для больших скоростей следует применять железные шкивы.

Поперечное сечение спиц чугунных ременных шкивов имеет преимущественно эллиптическую форму; при ширине шкивов, превышающей 500 мм, они снабжаются двумя рядами спиц. Отношение длин осей эллипса равно 1:2 (см. фиг. 21).

$$\text{Число спиц } A = \frac{1}{7} \sqrt{D} \quad \dots \dots \dots (63)$$

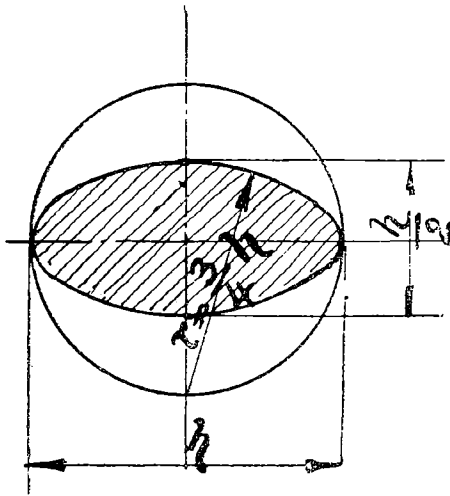
¹⁾ См. „Бум. Пром“ 1927 г., № 4-5, 6 и 7.

Если h —большая ось эллиптического поперечного сечения спицы у основания ее, $0,5h$ —малая ось в миллиметрах, то

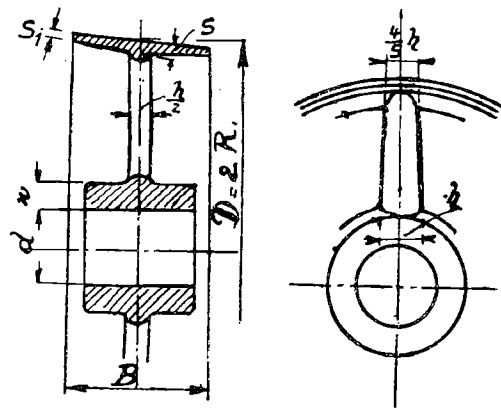
$$h = 2,25 \sqrt[3]{\frac{B R}{A}} \quad (64)$$

где B —ширина шкива, R —радиус его в миллиметрах и A —число спиц.

Для шкивов с двойным рядом спиц в эту формулу надо вводить число спиц только одного ряда и лишь половину ширины шкива. Умень-



Фиг. 21.



Фиг. 22.

шение сечения спиц от втулки к ободу делается равным 5:4 (см. рис. 22). Если ременный шкив состоит из двух отдельных частей («свертный» шкив) и стык приходится на середине спицы, то высота спицы равна

$$h^1 = 1,35 h \quad (65)$$

Толщина обода по середине ременного шкива

$$s = \frac{R}{120} + \sqrt{\frac{B}{A}} + 5 \text{ мм} \quad (66)$$

а толщина края обода

$$s_1 = s - \frac{B}{100} \quad (67)$$

$$\text{Толщина ступицы } W = \frac{d}{6} + \frac{D}{100} + 10 \quad (68)$$

ПРИЛОЖЕНИЕ.

Пример I.

Требуется рассчитать привод бумагоделательной машины для печатных бумаг с рабочей шириной 3.500 мм и скоростью в минуту $v = 40$ — 200 м¹). Схематическое изображение машины представлено на фиг. 25.

¹) Машина эта соответствует демонстрированной фирмой Фюльнер на выставке в Турине в 1911 году бумагоделательной машине, которая было снабжена мотором в 10—50 л. с.

И. Сеточная часть и гауч-пресс.

Идеальный крутящий момент (согласно таблице II):

1 грудной вал	460 см кг.
32 регистровых валика и }	173 » »
4 правительных валика }	
3 сосуна с планками	2.280 » »
2 сосуна с доской	960 » »
6 сетководущих валиков	90 » »
Гауч-пресс	4.400 » »
Шабер Киттнера	180 » »
Итого	8.543 см кг. = 8.550 см кг.
Привод (25%) — 0,25 . 8.550 =	2.150 » »
	$M_i = 10.700$ см кг.

Идеальное число оборотов при нижнем гауч-вале диаметром $D = 510$ мм и при опережении против сушильной части на 6% (по таблице 1) для бумаги весом 45—80 г в кв. метре по форм. 3

$$n_i = \frac{100 - 6}{51\pi} = 0,586$$

и действительный крутящий момент (по форм. 10)

$$M_d = \frac{M_i}{n_i} = \frac{10700}{0,586} = 18300 \text{ см кг.}$$

Пусть диаметр ведомого шкива равен 2.000 мм, тогда натяжение ремня

$$P = \frac{2 \cdot M_d}{D} = \frac{2 \cdot 18300}{200} = 183 \text{ кг.}$$

Наименьшее действительное число оборотов (по форм. 1)

$$n_e = n_i \cdot v = 0,586 \cdot 40 = 23,5 \text{ в минуту.}$$

Наименьшая скорость ремня

$$v_r = \frac{2,00 \cdot \pi \cdot 23,5}{60} = 2,5 \text{ м/сек.}$$

Согласно таблице VII допускаемая нагрузка на ремень для простого ремня при скорости 3 м будет $p = 11$ кг; следовательно, при 2,5 м $p \approx$ около 10 кг.

$$\text{Ширина ремня } b = \frac{P}{p} = \frac{183}{10} = 19 \text{ см.}$$

Диаметр контр-шкива при идеальном числе оборотов промежуточного вала $n_i = 1,2$

$$D = \frac{2000 \cdot 0,586}{1,2} = 976,6 \approx 977 \text{ мм.}$$

Диаметр вала (см. фиг. 23).

$$A = \frac{Q \cdot b}{l} \text{ (по форм. 52).}$$

$$Q = G + 5P \text{ (по форм. 51).}$$

$$Q = 800 + 5 \cdot 183 \approx 1750 \text{ кг.}$$

— 573 —

$$A = \frac{1750 \cdot 65}{240} \approx 470 \text{ кг. } B = 1750 - 470 = 1280 \text{ кг.}$$

$$M_b = \frac{Q \cdot a \cdot b}{l} = \frac{1750 \cdot 175 \cdot 65}{240} = 83000 \text{ см кг.}$$

$$W = \frac{M_b}{k_b} = \frac{83000}{550} = 151 \text{ см}^3 \text{ (по формуле 53).}$$

Согласно таблице VI надо взять вал диаметром 120 мм с $W = 169,6 \text{ см}^3$.

Подшипник при B имеет расточку в 90 мм и длину 180 мм. Давление на подшипник $k = \frac{B}{l \cdot d} = \frac{1280}{18 \cdot 9} = 8,5 \text{ кг/см}^2$ (по форм. 59). Такое давление допустимо.

2. Первый пресс.

Идеальные крутящие моменты (по таблице II).

Мокрый пресс	6.000 см кг.
6 сукноведущих валиков	760 » »
1 шабер	70 » »
1 сукномоечный пресс	920 » »
1 сосун для сукна	450 » »

Итого . 8.200 см кг.

Привод (25%) — $0,25 \cdot 8.200 \approx 2.050$ » »

Всего . 10.250 см кг.

Диаметр нижнего вала — 490 мм.

Идеальное число оборотов:

$$n_i = \frac{100 - 4}{49 \cdot \pi} = 0,623.$$

Действительный крутящий момент:

$$M_d = \frac{10250}{0,623} = 16.500 \text{ см кг.}$$

Диаметр ведомого шкива — 1.800 мм.

Натяжение ремня $= 16500 : 90 = 185 \text{ кг.}$

Ремни, как и у гауч-пресса, шириной 190 мм; валы и подшипники берутся такие же, как и для гауч-пресса.

Диаметр контр-шкива $D = (1800 \cdot 0,623) : 1,2 = 934,5 \text{ мм.}$

3. Второй пресс.

Общий идеальный крутящий момент здесь такой же, как и у первого пресса, только без крутящих моментов сукномоечного пресса и сосуна (см. выше), которые вместе составляют 1.370 см кг; таким образом,

$$M_i = 8.200 - 1.370 = 6.830 \text{ см кг.}$$

$$\text{Привод} - 0,25 \cdot 6.830 = 1.700 \text{ » »}$$

Итого . = 8.530 см кг.

Дальнейший расчет производится по тому же принципу, как и для первого пресса, при чем надо принять во внимание отставание в $1\frac{1}{2}\%$ против третьего пресса ($2\frac{1}{2}\%$ против сушильной части).

4. Третий пресс.

Идеальный крутящий момент третьего пресса—такой же, как и у второго пресса. Расчет ведется по той же схеме, что и для первого пресса, но принимая во внимание отставание в 1% против сушильной части.

5. 1-я группа сушильной части.

Идеальный крутящий момент (согласно табл. III).

20 сукноведущих валиков	3.000 см кг.
8 цилиндров, 1.250 мм диаметром	2.560 » »
6 шаберов	360 » »
1 бумаговедущий валик	30 » »
1 вводный цилиндр, 750 мм диаметром	230 » »

Итого . 6.180 см кг.

Привод (25%)— $6.180 \cdot 0,25 = 1.550$ » »

Итого . 7.730 см кг.

Число оборотов промежуточного вала

$$n_i = \frac{100}{125 \cdot \pi} \cdot \frac{170}{32} = 1,35$$

при зубчатой передаче (170 : 32).

Действительный крутящий момент

$$M_d = 7730 : 1,35 = 5700 \text{ см кг.}$$

Диаметр ременного шкива = 1600 мм.

Натяжение ремня = $5700 : 80 = 75$ кг.

Допускаемое напряжение ремня $p = 10$ кг на сантиметр ширины.

$$\text{Ширина ремня } b = \frac{P}{p} = \frac{75}{10} = 7,5 \text{ см.}$$

Диаметр контр-шкива, при идеальном числе оборотов промежуточного вала $n_i = 1,8$, $D = (1600 \cdot 1,35) : 1,8 = 1120$ мм.

Расчет диаметров валов производится точно так же, как и для гауч-пресса.

6. II, III и IV группа сушильной части.

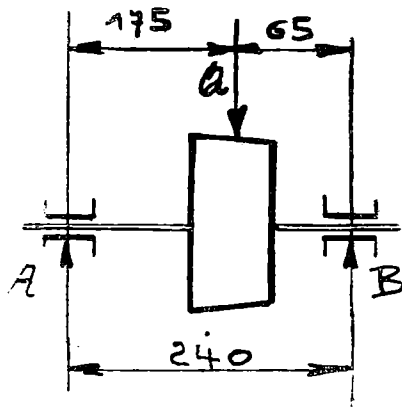
Идеальный крутящий момент этих групп меньше момента первой группы на момент вводного цилиндра, т.-е. на 230 см кг, а именно

$$M_i = 6.180 - 230 = 5.950 \text{ см кг.}$$

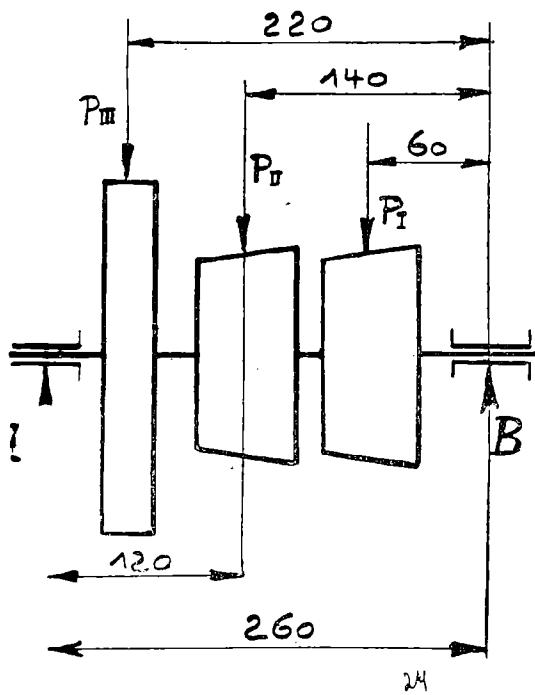
$$\text{Привод } 25\% - 5.950 \cdot 0,25 = 1.500 \text{ » »}$$

Итого 7.450 см кг.

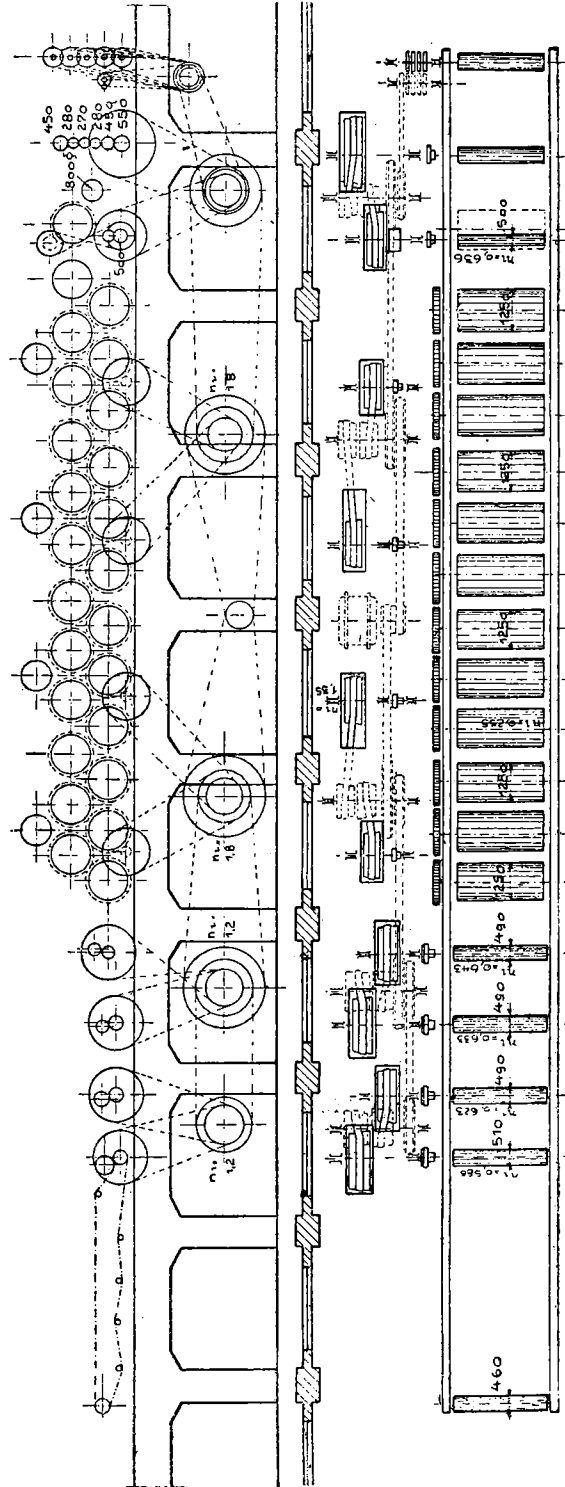
Дальнейший расчет такой же, как и для первой группы.



Фиг. 23.



Фиг. 24.



Фиг. 25.

7. Полусырой пресс.

(2-вальный, диам. 470/500 мм).

Идеальный крутящий момент:

Полусырой пресс (по таблице IV)	3.800 см кг.
2 бумаговедущих валика (по табл. III)	60 » »
2 шабера (по табл. III)	120 » »

 Всего . . 3.980 см кг.
Привод — $3.980 \cdot 0,25 = 1.000$ » »

 Всего . . 4.980 см кг.

$$\text{Идеальное число оборотов } n_i = \frac{100}{50 \cdot \pi} = 0,737.$$

Расчет валов шкива и ремня производится по той же схеме, как и у предыдущих групп. При расчете вала необходимо принять во внимание также крутящий момент последнего сушильного цилиндра, который приводится в движение от вала глезера.

8. Дополнительный сушильный цилиндр.

Идеальный крутящий момент:

1 цилиндр, диаметром 1.250 мм (по таблице III).	320 см кг.
1 сукносушитель, диаметром 750 мм	230 » »
7 сукноведущих валиков	1.050 » »

 Итого 1.600 см кг.
Привод — $1.600 \cdot 0,25 = 400$ » »

 Всего 2.000 см кг.

Идеальное число оборотов такое же, как у 4-х групп сушильной части $n_i = 1,35$.

Действительный крутящий момент

$$M_d = \frac{M_i}{n_i} = \frac{2000}{1,35} = 1480 \text{ кг см.}$$

Диаметр приводного шкива — 400 мм.

$$\text{Натяжение ремня} = \frac{2 M_d}{D} = \frac{2 \cdot 1480}{40} = 74 \text{ кг.}$$

$$\text{Ширина ремня } b = \frac{P}{p} = \frac{74}{10} = 8 \text{ см.}$$

$$\text{Диаметр контр-шкива } D = \frac{400 \cdot 1,35}{0,637} = 847 \text{ мм.}$$

Расчет валов тот же, что и у остальных групп.

9. Холодильный цилиндр.

Холодильный цилиндр должен быть снабжен шариковыми подшипниками и не иметь привода. Крутящий момент равен двум третям момента такой же величины цилиндра, но с приводом.

Диаметр цилиндра 750 мм.

$$M_i = \frac{2}{3} \cdot 230 = 155 \text{ см кг.}$$

10. Глезер.

(6-вальный, диаметр нижнего вала 550 мм).

Идеальный крутящий момент:

Глезер (по табл. IV)	12.800 см кг.
6 шаберов (по табл. III)	360 » »
1 бумаговедущий валик (по табл. III)	30 » »

Итого 13.190 см кг.

Привод — $13.190 \cdot 0,25 = 3.300$ » »

Всего . 16.490 см кг.

Идеальное число оборотов

$$n_1 = \frac{100,25}{55 \cdot \pi} = 0,58.$$

Дальнейшие расчеты, как и у других групп.

11. Продольно-резальный аппарат.

Идеальный крутящий момент

$$M_1 = 430 \text{ см кг. (по табл. V).}$$

$$\text{Привод} - 430 \cdot 0,25 = 110 \text{ » »}$$

Итого . 540 см кг.

Идеальное число оборотов (диаметр ножа 180 мм).

$$n_1 = \frac{130}{18 \cdot \pi} = 2,3.$$

12. Накатный аппарат.

Накат должен быть снабжен штангами для патронов и тамбурами диаметром 550 мм. Диаметр патронов 120 мм.

Идеальный крутящий момент (по табл. V с прибавкой для зубчатой передачи и больших катушек).

Накат	6.000 см кг.
1 бумаговедущий валик	60 » »

Итого 6.060 см кг.

Привод — $6.060 \cdot 0,25$ 1.520 » »

Всего 7.580 см кг

$$n_1 = \frac{120}{12 \cdot \pi} = 3,18.$$

Передаточное число между штангой и тамбуром (по формуле 5).

$$J = 0,94 \cdot \frac{D}{d} = 0,94 \cdot \frac{550}{120} = 4,3:1.$$

Расчет ремней, как и у других групп.

13. Расчет промежуточного приводного вала для гауч-пресса и 1-го мокрого пресса.

Нагрузка P_1 (рис. 24) получается натяжением ремня гауч-пресса по формуле 51.

$$P_1 = 5 \cdot P + G = 5 \cdot 183 + 400 = 1350 \text{ кг.}$$

Нагрузка P_{II} от натяжения ремня 1-го пресса $P_{II} = 5 \cdot P + G = 5 \times 185 + 400 = 1.350$ кг.

Приводный шкив должен передавать крутящий момент гауч-пресса и 1-го пресса; таким образом

$$M_i = 10700 + 10250 = 21000 \text{ см кг.}$$

При $n_i = 1,2$ действительный крутящий момент

$$M_d = 21000 : 1,2 = 17500 \text{ см кг.}$$

Диаметр ременного шкива $= 1.600$ мм.

Натяжение ремня $= 17500 : 80 = 220$ кг.

Ширина ремня $= 230 : 11 = 20$ см.

Нагрузка $P_{III} = 5 \cdot 220 + 300 = 1400$ кг.

Опорное давление A (по формуле 57).

$$A = \frac{1350 \cdot 60 + 1350 \cdot 140 - 1400 \cdot 220}{260} = 2250 \text{ кг}$$

Опасное сечение.

$$A - P_{III} = 2275 - 1450 \cong 800.$$

$$800 - P_{II} = 800 - 1350 = -550.$$

Опасное сечение лежит, таким образом, при P_{II} .

Изгибающий момент $M_b = (2250 \cdot 120) - (1450 \cdot 88) = 155000$ см кг (по формуле 58а).

Момент сопротивления будет (по формуле 54).

$$W = \frac{M_b}{k_b} = \frac{155000}{600} \cong 260 \text{ см}^3.$$

Согласно таблице VI этому моменту сопротивления соответствует вал диаметром в 140 мм.

14. Общий расход силы.

Согласно предыдущим расчетам имеем следующие идеальные крутящие моменты:

Гауч-пресс	$M_i = 10\,700$ см кг.
I пресс	» $= 10.250$ » »
II »	» $= 8.530$ » »
III »	» $= 8.530$ » »
I группа сушильной части	» $= 7.730$ » »
II, III и IV группы сушильн. части	» $= 22.350$ » »
Полусырой пресс	» $= 4.980$ » »
Дополнительный сушильный цилиндр	» $= 2.000$ » »
Холодильный цилиндр	» $= 155$ » »
Глезер	» $= 15.400$ » »
Продольно-резальный аппарат	» $= 540$ » »
Накат	» $= 7.600$ » »
Итого	» $= 98.765$ см кг.

Расход силы при скорости бумаги в 200 м в минуту будет по формуле 13

$$N_e = \frac{98765}{71620} \cdot 200 = 277 \text{ л. с.}$$

— 579 —

Расход силы при скорости бумаги $v=80$ м в минуту по формуле 13

$$N_e = \frac{M_i}{71620} \cdot v = \frac{42300}{71620} \cdot 80 = 47,2 \text{ л. с.}$$

$$N_{\min} = \frac{M_i}{71620} \cdot v_{\min} \left(1 + \frac{0,05}{T} \right) \text{ по форм. 14.}$$

$$T = \frac{1}{10}$$

$$N_{\min} = \frac{42300}{71620} \cdot 8 \left(1 + \frac{0,05}{1/10} \right) \approx 7 \text{ л. с.}$$

Пример II.

Расчет расхода силы бумагоделательной машиной с рабочей шириной в 2.100 мм при скорости $v=8—80$ м в минуту.

1. Сеточная часть с отсасывающим гауч-валом (по таблице II).

	M_i см кг
Грудной вал	65
24 регистровых и 4 правительных валика	
по 3,1 см кг	87
3 сосуна с планками	1.356
5 сетководущих валиков по 9 см кг	45
1 отсасывающий гауч-вал	$2.200 = 3.750$

2. Мокрый пресс (по таблице II).

Мокрый пресс	3.260
7 сукноведущих валиков по 48 см. кг	336
1 шабер	42
1 сукномоечный пресс	512
1 сосун для сукна	$451 = 4.600$

3. Обратный пресс (стояк) (по табл. II).

Мокрый пресс	3.260
7 сукноведущих валиков	336
1 шабер	$42 = 3.600$

4. I группа сушильной части.

4 сушильных цилиндра диаметром в 1.250 мм	936
1 вводный цилиндр 600 мм диаметром	140
2 сукносушителя 1.000 мм диам.	185
16 сукноведущих валиков	1.470
4 шабера	$148 = 2.900$

5. II группа сушильной части:

Точно так же, как и для первой группы за вычетом 140 см кг (вводный цилиндр) . . . — = 2.750

6. Полусырой пресс 2-вальный.

Полусырой пресс	3.020
2 бумаговедущих валика	32
1 шабер	$37 = 3.100$

— 580 —

7. Дополнительный сушильный цилиндр.	
1 цилиндр 1.800 мм диам.	440
7 сукноведущих валиков	660 = 1.100
8. Холодильный цилиндр (750 мм диам.)	156 = 160
9. Глезер 6-вальный.	
Глезерные валы	7.400
6 шаберов	220
1 бумаговедущий валик	16 = 7.650
10. Продольно-резальный аппарат	260
2 бумаговедущих валика	80 = 350
11. Накат	3.800
1 бумаговедущий валик	40 = 3.850
Итого	33.800
12. Привод — 25% крутящего момента ма- шины	$33.800 \cdot 0,25 = 8.500$
Всего	42.300

М. В.
