

Из заграничной литературы.

Теория привода и расхода силы бумагоделательных машин.

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

Часть I.

Расчет скорости.

1. Общие положения.

При расчете скорости привода бумагоделательной машины должны быть приняты во внимание изменения длины, которым подвергается полотно бумаги во время его приготовления.

Бумага у мокрых прессов обладает еще очень незначительной крепостью, почему она здесь более или менее вытягивается в продольном направлении.

В сушильной части полотно бумаги при высыхании стремится укоротиться, сжаться, а вследствие его натяжения здесь возникает также удлинение бумаги в продольном направлении; в зависимости от сорта бумаги преобладание получает растяжение или сжатие. Поэтому, давая теоретически отдельным группам сушильной части одинаковую окружную скорость, следует, однако, учитывать возможность точного отрегулирования при работе.

Полусырые пресса и холодильные цилиндры должны иметь ту же окружную скорость, что и сушильные цилиндры; сухой же глезер должен двигаться быстрее, приблизительно, на $\frac{1}{4}\%$ для выравнивания получающегося удлинения.

Продольно-резальные ножи должны опережать скорость бумажного полотна приблизительно на 30%.

Накат должен туго наматывать бумагу на патроны, барабаны (тамбуры) или мотовила. При этом число оборотов привода наката теоретически должно непрерывно уменьшаться, чтобы натяжение бумаги и окружная скорость валика бумаги при все возрастающем его диаметре оставались постоянными. Это на практике недостижимо, почему для передачи крутящего момента с привода на штанги или барабаны или мотовила применяется фрикционная муфта, осевое давление которой устанавливается согласно требуемому натяжению бумаги. При этом привод должен быть

расчитан так, чтобы при холостом ходе и туго прижатой муфте патроны на штангах опережали скорость сушильной части на 15—20%, а барабаны и мотовила—на 20—30%.

В таблице I приведены опережения отдельных групп для бумаг различной плотности, при чем окружная скорость сушильных цилиндров принята равной $v=100$. Большие цифры относятся к слабо клееным, меньшие—к сильно клееным бумагам. Группы мокрой части имеют по сравнению с сушильной частью относительно меньшую скорость, отстают, почему при соответственных цифрах стоит знак минус (—). Цифры в таблице для каждой группы мокрой части даны в процентах по отношению к следующей за нею группе, а для глезера, резальных ножей и наката—по отношению к сушильной части.

Таблица I.

Опережения групп в процентах.

	Опережения при весе кв. метра бумаги				
	до 12 г	12—30 г	30—45 г	45—80 г	выше 80 г
Гауч-пресс	—4 —8	—3 —4	—2 —3	—1,5 —2,5	—1 —2
1-й пресс	—2 —3	—1,5 —2	—1,5	—1,5	—1
2-й пресс	—1,5 —2	—1,5	—1,5	—1,5	—1
3-й пресс	—1 —1,5	—1	—1	—1	—0,5
Сушильная часть, холодильн. цилиндр и полу-сырой пресс . .	± 0	± 0	± 0	± 0	± 0
Глезер	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Продольно-резальные ножи	30	30	30	30	30
Накат:					
патроны	15—20	15—20	15—20	15—20	15—20
барабаны и мотовила	20—30	20—30	20—30	20—30	20—30

У машины, имеющей 3 мокрых прессы и 1 гауч-пресс, соотношения скоростей могут быть, например, следующие:

сушильная часть	100,0%
3-й пресс	99,0%
2-й пресс	97,5%
1-й пресс	96,0%
гауч-пресс	94,0%

Для получения практически правильных соотношений скоростей приходится применять или приводы с коническими ременными шкивами или же новейшие переменные специальные приводы. Конические шкивы должны иметь конусность от 8 до $12\frac{1}{2}\%$ ширины шкива. Для привода мокрых прессов конические шкивы должны быть настолько широки, чтобы можно было получать при регулировании надлежащие скорости также при уменьшенных от износа нижних валах прессов.

2. Ход расчета скоростей.

Как уже было упомянуто, скорость бумаги в сушильной части, или окружная скорость сушильных цилиндров при расчете принята равной $v = 100$.

Скорость машины бывает весьма различна в зависимости от рода массы, крепости бумаги и т. п. Нельзя, таким образом, установить определенное число оборотов для отдельных валов, как это имеет место при обыкновенных трансмиссиях. Поэтому все числа оборотов относят к одной скорости бумаги $v = 1 \text{ м} = 100 \text{ см}$. Установленная таким образом величина называется идеальным числом оборотов n_i .

Для получения действительного числа оборотов n любого вала привода надо идеальное число оборотов помножить на соответствующую скорость бумаги, т.-е.

$$n = n_i \cdot v \dots \dots \dots (1)$$

где n — действительное число оборотов в минуту, n_i — идеальное число оборотов в минуту и v — скорость бумаги в метрах в минуту.

а) Мокрая часть.

Если пренебречь отставанием мокрых прессов, то действительное число оборотов валов прессов, гауч-вала или всасывающего вала $n = \frac{v}{D \cdot \pi}$ оборотов в минуту, так как согласно известной формуле $v = \frac{D \cdot \pi \cdot n}{60}$ м/сек., которую в данном случае надо помножить на 60, ибо v означает скорость в метрах в минуту; таким образом, $v = D \cdot \pi \cdot n$.

Если в последнее равенство вставить значение $v = 100 \text{ см/мин}$. (см выше), то получается идеальное число оборотов

$$n_i = \frac{100}{D \cdot \pi} \dots \dots \dots (2)$$

где D — диаметр вала в сантиметрах.

Если через t обозначить опережение или отставание, то

$$n_i = \frac{100 + t}{D \cdot \pi} \dots \dots \dots (3)$$

Если пресса имеют зубчатую передачу, то в формулу 3 должно быть еще включено передаточное число.

б) Сушильная часть.

Так как сушильная часть не имеет ни опережения, ни отставания, то идеальное число оборотов сушильных цилиндров будет по формуле 2

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

Обыкновенно здесь применяются зубчатые передачи, почему последнее равенство надо помножить еще на передаточное число, т.-е.

$$n_i = \frac{100 \cdot Z_1}{D \cdot \pi \cdot Z_2} \dots \dots \dots (4)$$

где Z_1 — число зубцов зубчатого колеса на цапфе цилиндра и Z_2 — на ведущем колесе.

в) Полусырой пресс и холодильный цилиндр.

Ход расчета здесь точно такой же, как и для сушильной части.

г) Глезер.

Привод глезера рассчитывается по формуле 3. Диаметр ведущего шкива должен быть возможно больше, так как движущий момент здесь, благодаря тяжелым валам, очень велик и ремень поэтому легко может быть перегружен.

д) Продольно-резальные ножи.

Согласно таблице I продольно-резальные ножи должны иметь опережение — 30%. Расчет числа оборотов производится по формуле 3, в которой D — диаметр сидящих на приводном валу ножей.

е) Накат.

Накат должен всегда приводиться в движение от главного вала и никогда от промежуточного вала другой группы, так как возникающие в последнем случае толчки могут вызвать разрыв полотна бумаги.

При накате с барабанами (тамбурами) или мотовилами передаточное число зубчатых колес должно быть выбрано таким, чтобы обеспечить приведенные в таблице I величины опережения. Различие между опережениями патронов и опережением барабанов объясняется тем, что диаметр валика бумаги на патроне в начале наматывания увеличивается гораздо быстрее, вследствие меньшей, чем у барабанов, длины его окружности.

Передаточное число между барабаном и штангой для патрона, если таковые имеются в одном и том же накате, получается следующим образом: пусть d — диаметр патрона и D — диаметр барабана в сантиметрах.

Идеальное число оборотов патрона будет по формуле 3 $n_{i1} = \frac{100 + t}{d \cdot \pi} \cong$

$\cong \frac{118}{d \cdot \pi}$ (при опережении 18%) и идеальное число оборотов барабана

$n_{i2} = \frac{125}{D \cdot \pi}$ (при опережении 25%).

Отношение $n_{i1} : n_{i2}$ является передаточным числом, которое достигается зубчатой передачей:

$$J = \frac{\frac{118}{d \cdot \pi}}{\frac{125}{D \cdot \pi}} = \frac{118 \cdot D}{125 \cdot d} \cong 0,94 \frac{D}{d} \dots \dots \dots (5)$$

ж) Щеточный увлажнитель.

Окружная скорость валика щетки должна составлять около 60 см. в секунду. Так как валик приводится в движение от переменной трансмиссии, то необходимо установить ступенчатые шкивы (от 2 до 4), при помощи которых число оборотов щеточного увлажнителя в известных пределах поддерживается постоянным.

Сначала определяются диаметры шкивов для обеих крайних ступеней.

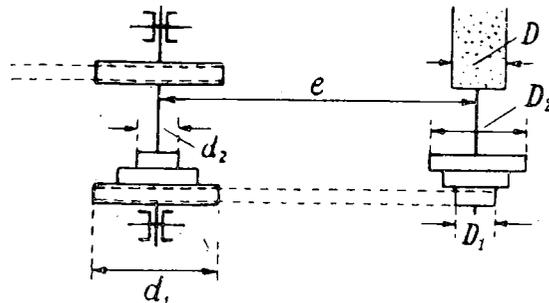
Пусть (фиг. 1) D_1 и D_2 — диаметры ведомых шкивов в сантиметрах, v_2 — скорость бумаги, немного ниже максимальной (в метрах в минуту), v_1 — скорость бумаги, немного выше минимальной (например, при $v=10$ — 100 м в минуту: $v_2=85$ и $v_1=25$), D — диаметр валика щетки в сантиметрах. При указанной выше окружной скорости число оборотов валика щетки будет $n = \frac{60 \cdot 60}{D \cdot \pi} = \frac{3600}{D \cdot \pi}$.

Действительное число оборотов промежуточного вала при скорости v_1 будет: $n = n_i \cdot v_1$. Если D_1 — диаметр ведомого шкива, то диаметр ведущего шкива наибольшей ступени

$$d_1 = \frac{3600 \cdot D_1}{n_i \cdot v_1 \cdot D \cdot \pi} \dots (6)$$

Точно так же определяется диаметр ведущего шкива наименьшей ступени

$$d_2 = \frac{3600 \cdot D_2}{n_i \cdot v_2 \cdot D \cdot \pi} \dots (7)$$



Фиг. 1.

При малой скорости бумаги ремень должен лежать на большой передаче, а при наибольшей скорости бумаги — на малой передаче. Если ступеней больше, чем две, то промежуточные ступени выбираются так, чтобы интервалы были одинаковыми вверх и вниз.

Необходимо также проверить, одинакова ли длина ремня на всех ступенях.

При открытых ремнях длина ремня:

$$L \approx \pi \cdot (r_1 + r_2) + 2e + \frac{(r_1 - r_2)^2}{e} \dots (8)$$

при перекрестных ремнях

$$L \approx \pi \cdot (r_1 + r_2) + 2e + \frac{(r_1 + r_2)^2}{e} \dots (9)$$

где r_1 и r_2 — радиусы ременных шкивов, а e расстояние между осями.

Часть II.

Расчет расхода работы.

1. Общие положения.

Для определения расхода работы бумагоделательной машины необходимо вычислить все возникающие сопротивления трению.

Величина крутящего момента зависит от числа оборотов вала, передающего этот момент, а именно: крутящий момент обратно пропорционален числу оборотов вала ¹⁾.

Отсюда следует, что крутящие моменты различных групп нельзя складывать, если числа оборотов различны. Поэтому все моменты надо пересчитать на одно и то же число оборотов. Но так как у привода бумажной машины числа оборотов переменные, то лучше всего отнести крутящие моменты к идеальному числу оборотов $n_i = 1$; такой, отнесенный к $n_i = 1$, крутящий момент называется идеальным крутящим моментом M_i .

Действительный, или эффективный, крутящий момент любой группы будет таким образом равен

$$M_d = \frac{M_i}{n_i} \dots \dots \dots (10)$$

а идеальный крутящий момент

$$M_i = M_d \cdot n_i \dots \dots \dots (10a)$$

Расход работы N в л. с. определяется по формуле

$$N = \frac{M_d \cdot n}{71620} \dots \dots \dots (11)$$

где n — число оборотов в минуту.

Если в формуле 11 вместо n вставить идеальное число оборотов $n_i = 1$, которое, как выше было указано, отнесено к 1 м скорости бумаги, а вместо M_d — идеальный крутящий момент M_i , то получим расход работы N_i при скорости бумаги, равной 1 м,

$$N_i = \frac{M_i}{71620} \dots \dots \dots (12)$$

Вычисленный таким путем расход работы назовем идеальным расходом работы. Если помножить эту величину на скорость бумаги v , то получается действительный максимальный расход работы для определенной скорости бумаги

$$N_e = \frac{M_i}{71620} \cdot v \dots \dots \dots (13)$$

¹⁾ Если количество A кгм передаваемой в единицу времени работы одно и то же. Вообще же момент $M = \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{A}{n}$; если вместо A подставить $75 N$, где N — число лош. сил, то $M = \frac{60 \cdot 75}{2\pi} \cdot \frac{N}{n} = 716,2 \cdot \frac{N}{n}$ кгм или $71620 \cdot \frac{N}{n}$ кгсм. *Ред.*

Вычисленная по формуле 13 величина хорошо согласуется с данными практики (см. примеры в приложении). Иначе обстоит дело с расходом работы при минимальной скорости бумаги, который, как показывает практика, значительно больше определенного теоретическим путем. Приведем следующие опытные данные:

Если $T =$ отношение минимальной скорости к максимальной (например, $T = 1/10, 1/5$), то расход силы при миним. скорости на $5/T\%$ более величины,

получаемой по формуле 13, т.е. $N_{\min} = \frac{M_i}{71620} \cdot v_{\min} + \frac{5}{T} \cdot \frac{M_i}{100 \cdot 71620} \cdot v_{\min}$
или

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

Если, например, $T = 1/5$, соответственно колебаниям скорости бумаги от 40 м до 200 м, сумма идеальных моментов $M_i = 80.000$, то согласно формуле 13, максимальная мощность двигателя

$$N_e = \frac{80000}{71620} \cdot 200 \approx 223 \text{ л. с.}$$

Минимальная мощность по формуле 14

$$N_{\min} = \frac{80000}{71620} \cdot 40 \left(1 + \frac{0,05}{1/5} \right) = \frac{80000}{71620} \cdot 40 \cdot 1,25 \approx 56 \text{ л. с.}$$

К вычисленным таким путем, а также по нижеприведенным таблицам, величинам надо еще прибавить в случае изготовления сортов бумаги большой плотности.

для бумаг от 100 до 150 г в кв. м	3%
» » » 150 » 200 г в кв. м	5%
» » » 200 » 300 г в кв. м	8%

2. Крутящие моменты сеточной части и гауч-пресса.

а) Грудной вал.

Если натяжение сетки у грудного вала принять равным $Z = 1$ кг на сантиметр ширины сетки, то нагрузка цапфы грудного вала, вызываемая натяжением сетки, будет (см. фиг. 2) $P = 2 \cdot Z \cdot S = 2S$, где S — ширина сетки в см.

Если принять во внимание также и вес G грудного вала, то, согласно фиг. 2, $Q^2 = P^2 + G^2$ (по теореме Пифагора), и общее давление на цапфы $Q = \sqrt{P^2 + G^2}$.

Если в последнее равенство вместо P вставить его значение $2S$, то получим

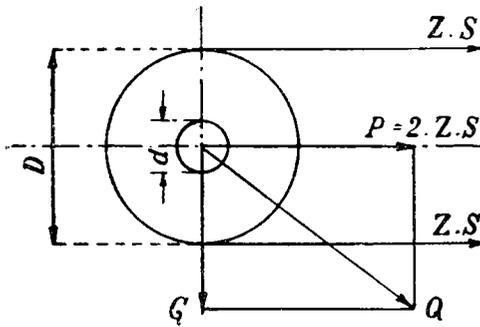
$$Q = \sqrt{4S^2 + G^2} \dots \dots \dots (15)$$

Пусть d — диаметр цапфы и $\mu = 0,04$ — коэффициент трения, тогда момент трения $M_d = Q \cdot 0,04 \frac{d}{2}$. По формуле 2 идеальное число оборотов грудного

вала (если пренебречь опережением), $n_i = \frac{100}{\pi \cdot D}$, где D — диаметр грудного вала.

По формуле 10а $M_i = M_d \cdot n_i$. Если в последнем равенстве заменить M_d и n_i их вышеприведенными значениями, то получим

$$M_i = Q \cdot 0,04 \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{100}{\pi \cdot D} = 0,64 \frac{Q \cdot d}{D} \dots \dots \dots (16)$$



Фиг. 2.

б) Регистровые валики.
Весом сетки и массы, в виду незначительной величины, приходящейся на каждый отдельный валик, можно пренебречь. Трение в цапфах будет в таком случае вызываться только весом самого валика.

Если d — диаметр цапфы в см, D — диаметр валика в см, $\mu = 0,04$ — коэффициент трения и G — вес валика, то по формуле 16 идеальный крутящий момент

$$M_i = 0,64 \cdot \frac{G \cdot d}{D} \dots \dots \dots (17)$$

в) Сетководущие валики.

Пусть Q — давление на цапфу в кг, Z — натяжение сетки = 1 кг на сантиметр ширины сетки, S — ширина сетки в см, $\mu = 0,04$ — коэффициент трения в цапфах и $\alpha = 165^\circ$ — угол обхвата валика (см. фиг. 3). Собственным весом валиков можно пренебречь, так как он частью воспринимается натяжением сетки и цапфа таким образом разгружается.

Давление на цапфу определено автором графическим путем, а именно: $q = 0,25$ кг на 1 см ширины сетки, так что общая нагрузка цапфы $Q = S \cdot q = 0,25 S$.

Применяя в этом случае формулу 16, получаем:

$$M_i = 0,64 \frac{Q \cdot d}{D} = 0,64 \frac{0,25 \cdot S \cdot d}{D} = 0,16 \frac{S \cdot d}{D} \dots \dots \dots (18)$$

г) Сосуны.

Коэффициент трения между металлической сеткой и деревом $\mu = 0,09$, согласно определению автора.

Среднее давление на сетку над сосунами может быть принято равным $p = 0,05$ кг на 1 кв. см, при чем приняты во внимание все потери при отсасывании.

Если свободную отсасывающую площадь у сосунов с планками принять равной $\frac{1}{2}$, а у сосунов с дырчатыми досками — $\frac{1}{3}$ всей площади сосуновых ящиков, то общее нормальное давление у сосунов с планками

$$Q = \frac{1}{2} \cdot B \cdot b \cdot 0,05 = 0,025 B \cdot b \dots \dots \dots \text{а)}$$

а у сосунов с досками

$$Q = \frac{1}{3} \cdot B \cdot b \cdot 0,05 = 0,016 B \cdot b \dots \dots \dots \text{б)}$$

Здесь Q — давление в кг на 1 кв. см, B — необрезная рабочая ширина и b — ширина сосунов в см. Сопротивление трению

$$W = \mu \cdot Q = 0,09 Q \dots \dots \dots \text{в)}$$

Это сопротивление передается сеткой на окружность нижнего гауч-вала и вызывает здесь крутящий момент

$$M_d = W \cdot D_1 \dots \dots \dots \text{г)}$$

где D_1 — диаметр нижнего гауч-вала.

По формуле 10а

$$M_i = M_d \cdot n_i \dots \dots \dots \text{д)}$$

а по формуле 2

$$n_i = \frac{100}{D \cdot \pi} \dots \dots \dots \text{е)}$$

Если в равенство «д» вместо M_d и n_i вставить их значения из равенств «г» и «е», то получим

$$M_i = W \cdot D_1 \cdot \frac{100}{D_1 \cdot \pi} \approx 32 W$$

Если W заменить его значением из равенства «в», то имеем

$$M_i = 0,09 \cdot Q \cdot 32 = 2,9 Q \dots \dots \dots \text{ж)}$$

Наконец, подставляя в «ж» вместо Q его значение из равенств «а» и «б» получим, что идеальный крутящий момент для сосунов с планками

$$M_i = 2,9 \cdot 0,025 B \cdot b = 0,072 B \cdot b \dots \dots \dots (19)$$

и для сосунов с досками

$$M_i = 2,9 \cdot 0,016 B \cdot b = 0,046 B \cdot b \dots \dots \dots (20)$$

д) Гауч-пресс.

Здесь надо вычислить три крутящих момента, а именно:

M_{d1} — момент трения цапфы нижнего вала,

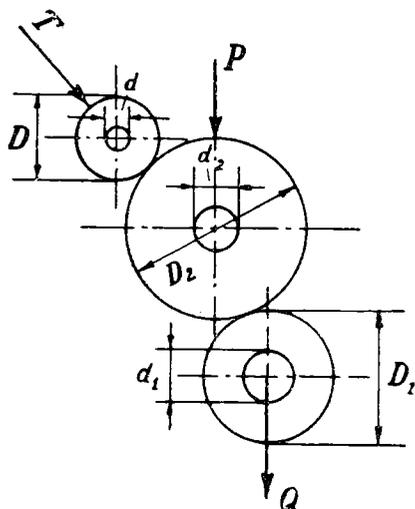
M_{d2} — момент трения катания между нижним и верхним гауч-валом,

M_{d3} — момент трения цапфы верхнего вала (см. фиг. 4).

Кроме того надо принять еще во внимание крутящий момент шабера Киттнера, если таковой имеется. Вычисление этого момента см. ниже.

Если G_1 —вес нижнего вала, G_2 —верхнего вала, T —нагрузка на цапфы вала шабера в кг, P —нагрузка на цапфы верхнего вала, G_3 —вес вала шабера, d_1 —диаметр цапфы нижнего вала, d_2 —диаметр цапфы верхнего вала и $Q = G_1 + G_2 + P + G_3 + T$ —давление на цапфы нижнего вала, то $M_{d1} = Q \cdot \mu \cdot \frac{d_1}{2}$, где коэффициент трения скольжения $\mu = 0,04$; при этом при-

нято, что все веса и нагрузки действуют по вертикальному направлению, что не совсем соответствует действительности; такое допущение, однако, не влечет за собой значительной ошибки в результате.



Фиг. 4.

По формуле 10а идеальный крутящий момент $M_i = M_d \cdot n_i$. Подставляя сюда вместо M_d его значение (см. выше) и вместо n_i его значение по формуле 2, имеем

$$M_{i1} = Q \cdot 0,04 \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \frac{100}{D_1 \cdot \pi} = 0,64 \cdot \frac{d_1}{D_1} Q \dots (21)$$

Момент трения катания будет $M_{a2} = f \cdot (P + G_2 + T + G_3)$. Коэффициент трения катания f примем равным 0,02. Принимая во внимание формулы 10а и 2 получаем

$$M_{i2} = f \cdot (P + G_2 + T + G_3) \cdot \frac{100}{D_1 \cdot \pi} = 0,64 \cdot \frac{P + G_2 + T + G_3}{D_1} \dots (22)$$

Если шабер Киттнера отсутствует, то T и G_3 следует исключить из формулы 22; то же самое при определении Q в формуле 21. Момент трения цапфы верхнего вала $M_{d3} = P \cdot \mu \cdot \frac{d_2}{2}$, где d_2 —диаметр верхнего вала и $\mu = 0,04$. Идеальный момент трения получается путем умножения M_d на $n_i = \frac{100}{D_2 \cdot \pi}$ т.е.

$$M_{i3} = P \cdot 0,04 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \frac{100}{D_2 \cdot \pi} = 0,64 \cdot \frac{d_2 \cdot P}{D_2} \dots (23)$$

е) Шабер Киттнера.

Здесь имеют место следующие крутящие моменты:

M_{d1} —крутящий момент трения катания между валом шабера и верхним гауч-валом,

M_{d2} —крутящий момент трения скольжения на цапфах вала шабера,

M_{d3} —крутящий момент трения скольжения между доской шабера и валом.

Пусть: G_3 —вес вала шабера, T —нагрузка вала шабера, D —диаметр вала шабера в см, D_2 —диаметр верхнего гауч-вала в см, d —диаметр цапфы вала шабера, Q —давление, с которым доска шабера прижимается к валу.

Тогда $M_{d1} = \mu \cdot (G_3 + T)$. Умножая M_{d1} на $n_i = \frac{100}{D \cdot \pi}$, получаем идеальный крутящий момент $M_i = \mu \cdot (G_3 + T) \cdot \frac{100}{D \cdot \pi}$.

Если коэффициент трения принять равным 0,02, то

$$M_{i1} = 0,64 \cdot \frac{G_3 + T}{D_2} \dots \dots \dots (24)$$

Момент трения в цапфах вала шабера $M_{d2} = \mu \cdot T \cdot \frac{d}{2}$. Умножая M_{d2} на $n_i = \frac{100}{D \cdot \pi}$, получаем идеальный крутящий момент (приняв $\mu = 0,04$),

$$M_{i2} = \mu \cdot T \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{100}{D \cdot \pi} = 0,64 \cdot \frac{T \cdot d}{D} \dots \dots \dots (25)$$

Трение между доской шабера и валом шабера вызывает момент трения $M_{d3} = O \cdot \mu \cdot \frac{D}{2}$. Отсюда, приняв $\mu = 0,4$, получим, что идеальный крутящий момент

$$M_{i3} = M_{d3} \cdot n_i = O \cdot \mu \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{100}{D \cdot \pi} = 6,4 \cdot O \dots \dots \dots (26)$$

(Продолжение следует).

М. В.