

**Г.З. Шульман
Н.В. Евдокимов**

**Сеточная часть бумагоделательных
и картоноделательных машин**

Расчёт основных узлов

Учебное пособие



**Санкт-Петербург
2016**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

Г.З. Шульман, Н.В. Евдокимов

**Сеточная часть бумагоделательных
и картоноделательных машин**

Расчёт основных узлов

Учебное пособие

Санкт-Петербург
2016

Учебное издание

**Шульман Григорий Зямович
Евдокимов Николай Викторович**

Сеточная часть бумагоделательных и картоноделательных машин

Расчёт основных узлов

Учебное пособие

Редактор и корректор Н.П. Новикова
Техн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 2016 г., поз.65

Подп.к печати 16.11.16. Формат 60x84/16. Бумага тип.№ 1.
Печать офсетная . 3,5 уч.-изд.л.; 3,5 усл.печ.л. Тираж 50 экз. Изд. № 65.
Цена «С». Заказ

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД, 198095,
СПб., ул. Ивана Черных, 4.

УДК 681.3(075)
Ш 316
ББК 22.18я7

Шульман Г.З., Евдокимов Н.В. Сеточная часть бумагоделательных и картоноделательных машин. Расчёт основных узлов: учебное пособие/ ВШТЭ СПбГУПТД.- СПб., 2016.- 53 с.

В настоящем учебном пособии рассмотрены расчёты на прочность и жёсткость отдельных узлов сеточной части, а также определение мощности, необходимой для её работы.

В пособии не рассматривается расчёт обезвоживания в сеточной части.

Настоящее учебное пособие предназначено для разработки дипломных, курсовых проектов, выпускных работ и курсовых заданий по теме «Сеточная часть» бумагоделательной, картоноделательной или сушильной машины по курсу «Теория и конструкция БДМ» для студентов всех форм обучения по направлению 15.03.02 «Технологические машины и оборудование».

Рецензенты:

директор ООО «Р-Центр» Б.Е. Борилкевич;
главный конструктор ООО «БКТ сервис» В.А. Гинзбург

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД в качестве учебного пособия.

© Шульман Г.З., Евдокимов Н.В., 2016

© Высшая школа технологии и
энергетики СПбГУПТД, 2016

Оглавление

1.	Сеточная часть	4
2.	Определение основных параметров работы машины	6
2.1.	Определение основных параметров сеточной части	11
3.	Расчёты, подтверждающие работоспособность отдельных узлов сеточной части машины	15
3.1.	Расчёт валов сеточной части на прочность	15
3.1.1.	Расчёт рубашек трубчатых валов	15
3.1.2.	Расчёт на прочность цапф приводных валов	17
3.1.3.	Определение напряжений, действующих на рубашку трубчатого вала	22
3.1.4.	Определение напряжений, действующих на приводные цапфы трубчатых валов	27
3.2.	Расчёт валов сеточной части бумагоделательных и картоноделательных машин на жёсткость	28
4.	Расчёт на жёсткость неподвижных обезвоживающих элементов сеточного стола, ящиков с гидропланками, формирующего ящика, «мокрых» и «сухих» отсасывающих ящиков	30
5.	Определение потребной мощности, необходимой для работы сеточной части бумагоделательных, картоноделательных и сушильных машин	34
5.1.	Определение усилий на преодоление трения в подшипниках грудного вала	35
5.2.	Определение усилий по преодолению трения сетки по поверхности формирующего ящика	36
5.3.	Определение усилий на преодоление трения сетки по плоской части поверхности гидропланок	38
5.4.	Определение усилий на преодоление трения сетки по поверхности «мокрых» отсасывающих ящиков	40
5.5.	Определение усилий на преодоление трения сетки по поверхности «сухих» отсасывающих ящиков	41
5.6.	Определение усилий на преодоление потерь от трения в подшипниках гауч-вала и потерь от трения уплотнений отсасывающей камеры по внутренней поверхности рубашки	43
6.	Расчёт гауч-вала	48
6.1.	Определение прогиба вала	51
6.2.	Расчёт вала на критическое число оборотов	52
	Библиографический список	53

1. Сеточная часть

Сеточная часть предназначена для формования и обезвоживания волокнистой суспензии и превращения её во влажное бумажное полотно концентрацией от 18 % до 22 % (в зависимости от вырабатываемой продукции).

По конструкции сеточные части можно разделить на:

- круглосеточные, с ваннами и погружёнными в них сеточными цилиндрами, прямоточного и противоточного типов;
- с вакуумформирующими цилиндрами и индивидуальными напорными ящиками, как правило, турбулентного типа;
- с плоскими сеточными столами (самые распространённые в РФ);
- с комбинированными сеточными частями, сочетающими плоский сеточный стол и верхнее формирующее устройство (двухсеточное формование), например, Симформер;
- с несколькими плоскими сеточными столами для выработки многослойной продукции;
- с комбинированными сеточными частями, сочетающими плоский стол и ванну с сеточным цилиндром для нанесения верхнего слоя (такая конструкция используется для выработки гознаковской бумаги для документов и банкнотной бумаги);
- сеточные части для формования и обезвоживания полотна между двумя сетками (двухсеточного формования).

Конструкция сеточной части представляет собой систему стоек, поперечных и продольных балок, образующих сеточный стол (столы) или секции (при двухсеточном формовании), на которых устанавливаются обезвоживающие элементы, крепятся грудной вал, поворотный вал, спрыски кромочных и заправочных отсечек. Сеточные части, имеющие сеточные столы или секции, оснащаются устройствами для измерения натяжения сетки, для натяжения и правки сетки.

Для обслуживания нижней ветви сетки устанавливаются спрыски высокого давления периодического или постоянного действия, моющие спрыски постоянного действия. Все сетководущие валы оснащены шаберами, а внутренние валы - шаберами с корытами.

Сеточные части также оснащаются отбойными спрысками для смыва брака в гауч-мешалку при обрывах и отбойными кромочными спрысками постоянного действия.

Для обезвоживания или для нанесения водяных знаков сеточные части с плоскими столами могут оснащаться ровнителями.

Для снижения анизотропии и улучшения просвета бумажного полотна сеточные части могут оснащаться механизмом тряски -однозональным, двухзональным или обеспечивающим тряску одного грудного вала. Фирмой «Фойт» разработана высокочастотная тряска, дающая возможность её использования при высоких скоростях работы машин.

Сеточные части любого типа оснащаются корытами, или сборниками для отводимой от полотна воды. Вода из сборников поступает в подсеточную ванну, расположенную под сеточной частью, если машина двухэтажная, или в рядом стоящий сборник в одноэтажных машинах. Чтобы предотвратить растекание суспензии после напуска, на плоских сеточных столах устанавливаются форматные линейки, которые крепятся к фланцам боковых стенок напорного ящика.

Для удобства надевания синтетических сеток на современных машинах, как двухэтажных, так и одноэтажных (при модернизации старых сеточных частей), используются консольные сеточные столы или секции при сеточных частях двухсеточного формования. Модернизация сеточных столов одноэтажных машин сводится к установке S-образных балок, которые превращают старые разборные столы в консольные, тем самым значительно облегчая смену сетки.

Наряду с очень старыми разборными столами (которые в настоящее время в основном сносятся), на старых машинах имеют место выкатные столы, которые также доживают свой век и редко модернизируются.

Все консольные и выкатные столы для удобства надевания сетки имеют механизмы для опускания грудного вала, оснащаются тележками и скалками.

Стойки и балки сеточного стола (в отечественной промышленности) сварной конструкции изготавливаются из стали марки Ст3 и облицовываются нержавеющей сталью марок 12Х18Н9Т или 08Х22Н6Т.

Сеточные части также оснащаются мостками обслуживания, изготовленными из нержавеющей стали и крепящимися к продольным балкам сеточного стола.

2. Определение основных параметров работы машины

При разработке курсового проекта необходимо знать производительность машины «НЕТТО», т.е. на складе, и «БРУТТО», по которой производится расчёт. Предприятием для разработки машины, как правило, в техническом задании, указываются ассортимент вырабатываемой продукции с указанием массы 1 м² в граммах, годовая производительность машины, ориентировочная усадка полотна в сушильной части и некоторые другие параметры, которые будут рассмотрены ниже.

Основной характеристикой работы машины является часовая производительность машины, имеющая размерность кг/ч и всегда являющаяся «БРУТТО».

При заданной годовой производительности «НЕТТО» определяется часовая производительность машины:

$$Q_{\text{час}} = \frac{Q}{1000 \cdot t \cdot n \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3}, \quad \text{кг/ч}, \quad (1)$$

где Q - годовая производительность, т/год;

t - количество часов работы машины в сутки - 24;

n - количество суток в году – 365;

k_1 – коэффициент, учитывающий потери товарной продукции на холостом ходу, в браке при обрывах, резке и отделке;

k_2 – коэффициент использования скорости машины;

k_3 – коэффициент рабочего числа работы машины в сутки.

Значения всех коэффициентов сведены в табл 1.

Однако для определения часовой производительности машины имеется также формула, связывающая основные параметры машины и массу квадратного метра вырабатываемой продукции [6]:

$$Q_{\text{час}} = 0,06 \cdot B \cdot V \cdot q, \quad \text{кг/ч}, \quad (2)$$

где B – ширина бумажного полотна на накате (необрезная), м;

V – скорость машины (определяется по скорости последнего сушильного цилиндра), м/мин;

q - масса 1 м² бумаги, картона или целлюлозы, г/м².

Таблица 1

Коэффициенты расчета производительности

Коэффици- ци- ент	Виды вырабатываемой продукции				
	бумага				картон
	газетная	типографская, офсетная, писчая	мешочная, оберточная	для гофрирования	
k_1	0,92	0,92	0,965	0,975	0,975
k_2	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
k_3	0,9	0,9	0,95	0,95	0,95

По этой формуле по заданной (как правило) ширине машины определяется скорость машины:

$$V = \frac{Q_{\text{час}}}{0,06 \cdot B \cdot q}, \text{ м/мин.} \quad (3)$$

Так как значение часовой производительности уже было определено, то, подставляя значение $Q_{\text{час}}$ из формулы (1), получим следующую формулу для скорости машины [4]:

$$V = \frac{Q}{60 \cdot B \cdot q \cdot t \cdot n \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3}, \text{ м/мин.} \quad (4)$$

При расчётах скорость по приводу, как правило, увеличивают на 25÷30 %, откуда

$$V_{\text{пр}} = (1,25 \div 1,3) V. \quad (5)$$

При расчётах используется всегда скорость по приводу, но так как скорости агрегатов машины разные в соответствии с изменениями ширины полотна при обезвоживании, то и скорости по приводу также разные.

На рис. 1 - 6 представлены схемы и изображения агрегатов современных сеточных частей бумагоделательных и картоноделательных машин.

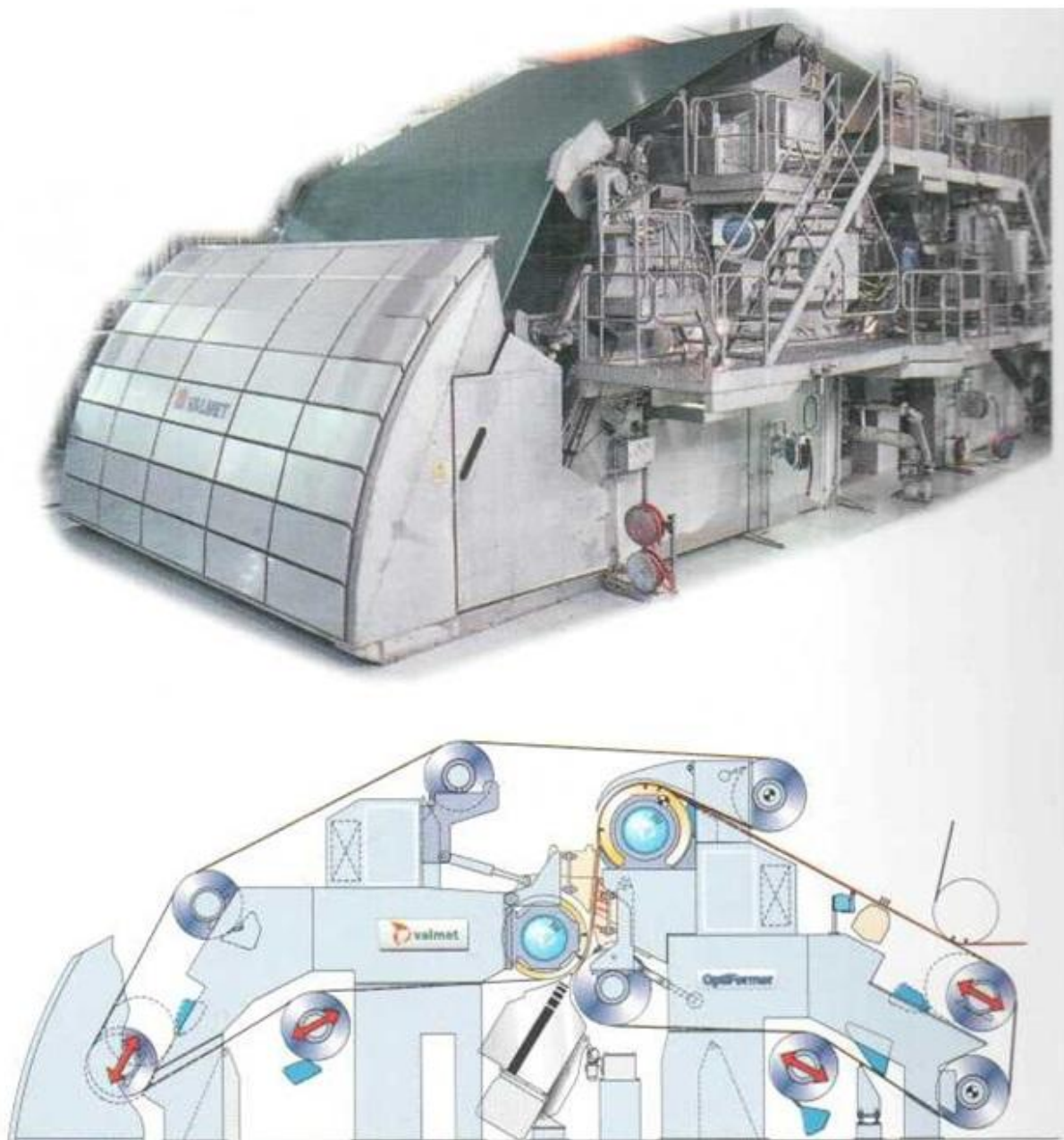


Рис.1. Сеточная часть двухсеточного формования для выработки печатных видов бумаг

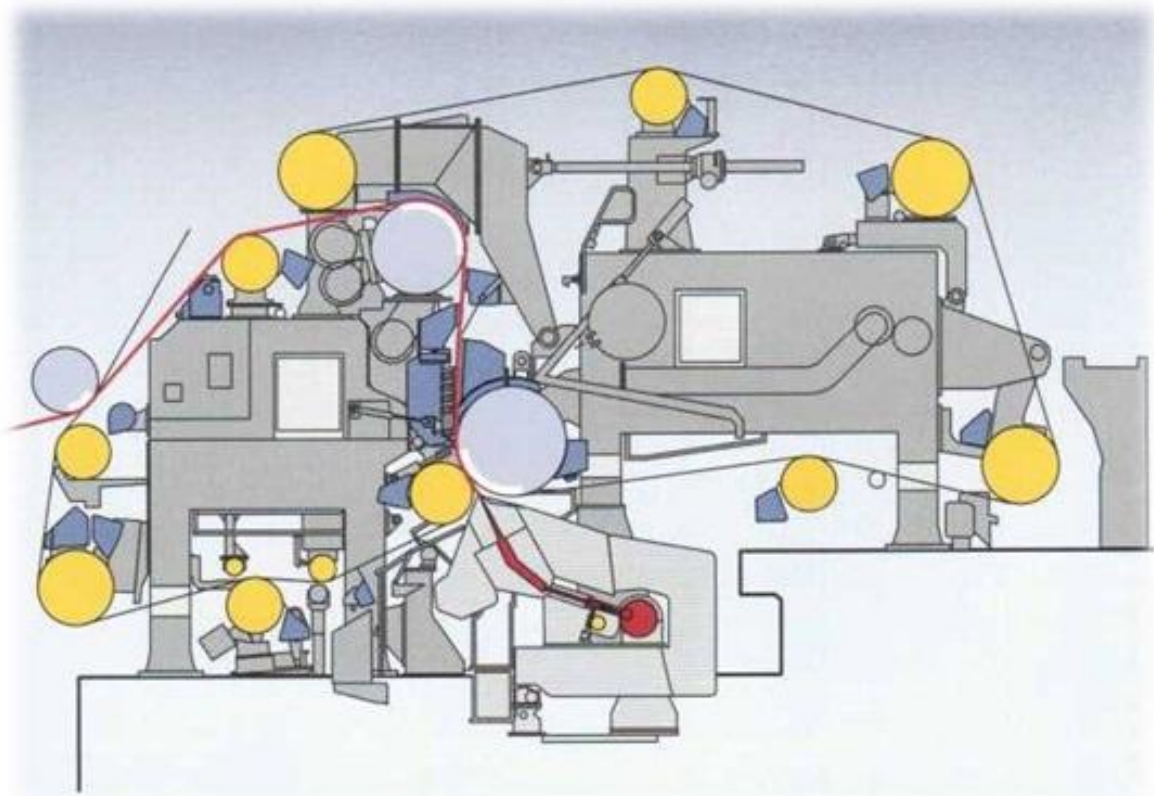


Рис.2. Сеточная часть двухсеточного формования для выработки печатных видов бумаг



Рис.3. Сеточная часть с плоским столом и верхним формующим устройством для выработки мелованных бумаг

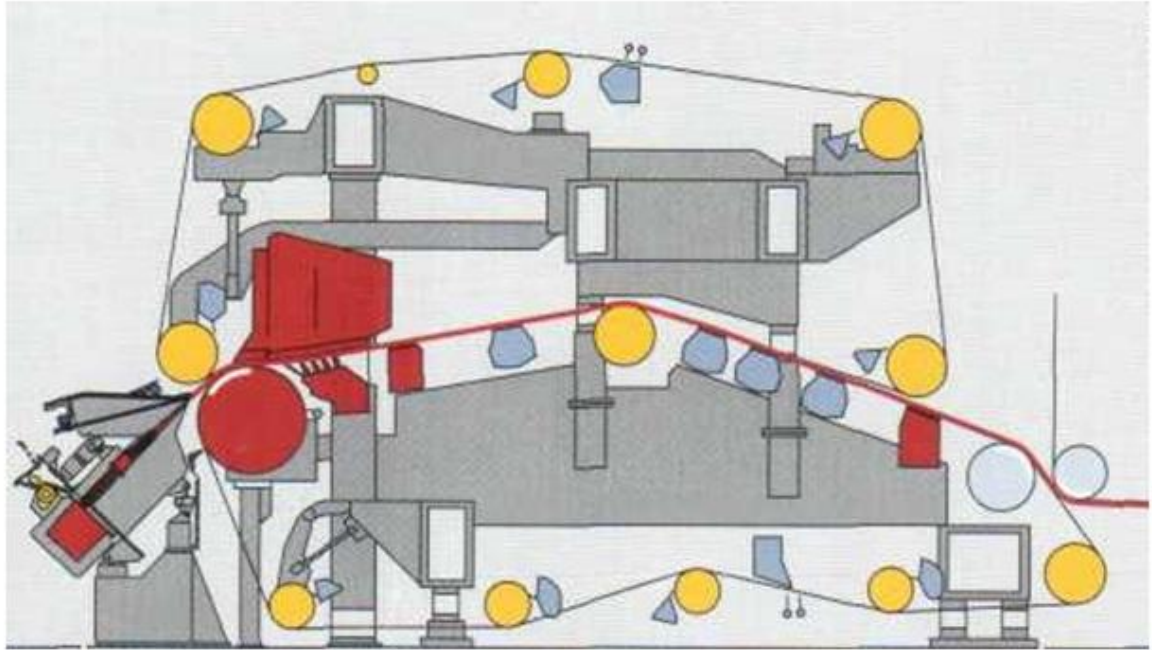


Рис. 4. Сеточная часть двухсеточного формования для выработки высококачественной бумаги (основы для мелования)



Рис. 5. Фрагмент сеточной части с тремя плоскими сеточными столами для выработки многослойной продукции

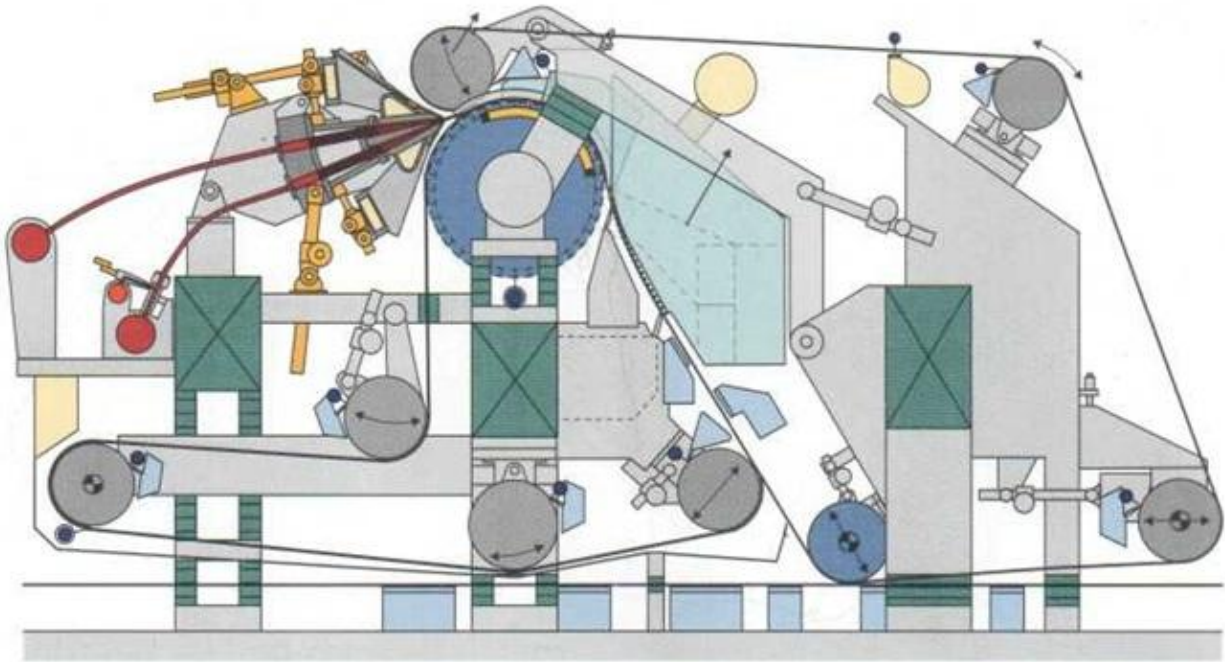


Рис.6. Комбинированная сеточная часть с плоским столом и верхним формующим устройством двухсеточного формования для выработки 3-слойной продукции

2.1. Определение основных параметров сеточной части

Скорость сеточной части определяется из следующего выражения:

$$V_c = \frac{Q}{60 \cdot B_{\Pi} \cdot q \cdot t \cdot n \cdot k_1 k_2 k_3} \cdot \frac{\text{м}}{\text{мин}}, \quad (6)$$

где B_{Π} – ширина полотна в сеточной части, м.

Ширина полотна в сеточной части определяется из выражения:

$$B_{\Pi} = \frac{(B_{\text{обр}} + 2K)100}{100 - \varepsilon} + 2A, \quad \text{мм}, \quad (7)$$

где $B_{\text{обр}}$ – ширина полотна после продольно-резательного станка, мм;

K – ширина обрезаемых кромок на продольно-резательном станке, мм (на отечественных бумаго-картоноделательных машинах ширина отрезаемых кромок на продольно - резательных станках составляет 25 мм);

A – ширина отсекаемой кромки перед гауч-валом, мм (ширина отсекаемых кромок перед гауч-валом колеблется от 30 до 100 мм для получения ширины щели ящика кратной 50 мм);

ε – поперечная усадка картонно - бумажного полотна в сушильной части машины, % (в зависимости от состава суспензии поперечная усадка колеблется в пределах от 2 до 9 %).

Ширина сетки определяется из следующего выражения:

$$B_c = B_{\text{п}} + 100, \text{ мм.} \quad (8)$$

Длина сеточного стола современных плоскосеточных бумагоделательных и картоноделательных машин может быть определена по формуле:

$$L = 0,8 \cdot n \cdot t + L_1 + L_2 + L_3 + L_4, \quad (9)$$

где n - число гидропланок на сеточном столе;

t – максимальный шаг между гидропланками, м;

L_1 - длина стола, занимаемая «мокрыми» и отсасывающими ящиками, м;

L_2 – длина стола, занимаемая формующим ящиком, м;

L_3 – длина стола, занимаемая другими элементами конструкции (устройствами, передающими полотно с верхнего сеточного стола на нижний, поддерживающими валиками, опорами поперечных балок под напорный ящик верхнего сеточного стола), м;

L_4 – длина стола, занимаемая отсечками кромочными и заправочными, м.

Согласно рекомендациям ЦНИИбуммаш, для машин, вырабатывающих массовые виды продукции, приняты длины сеточных столов 13; 17; 19; 22; 24; 30 м.

Для современных машин, имеющих в сеточной части несколько столов или укомплектованных плоским сеточным столом и верхним формующим

устройством, длины столов окончательно определяются после расчёта обезвоживания и конструкторской проработки.

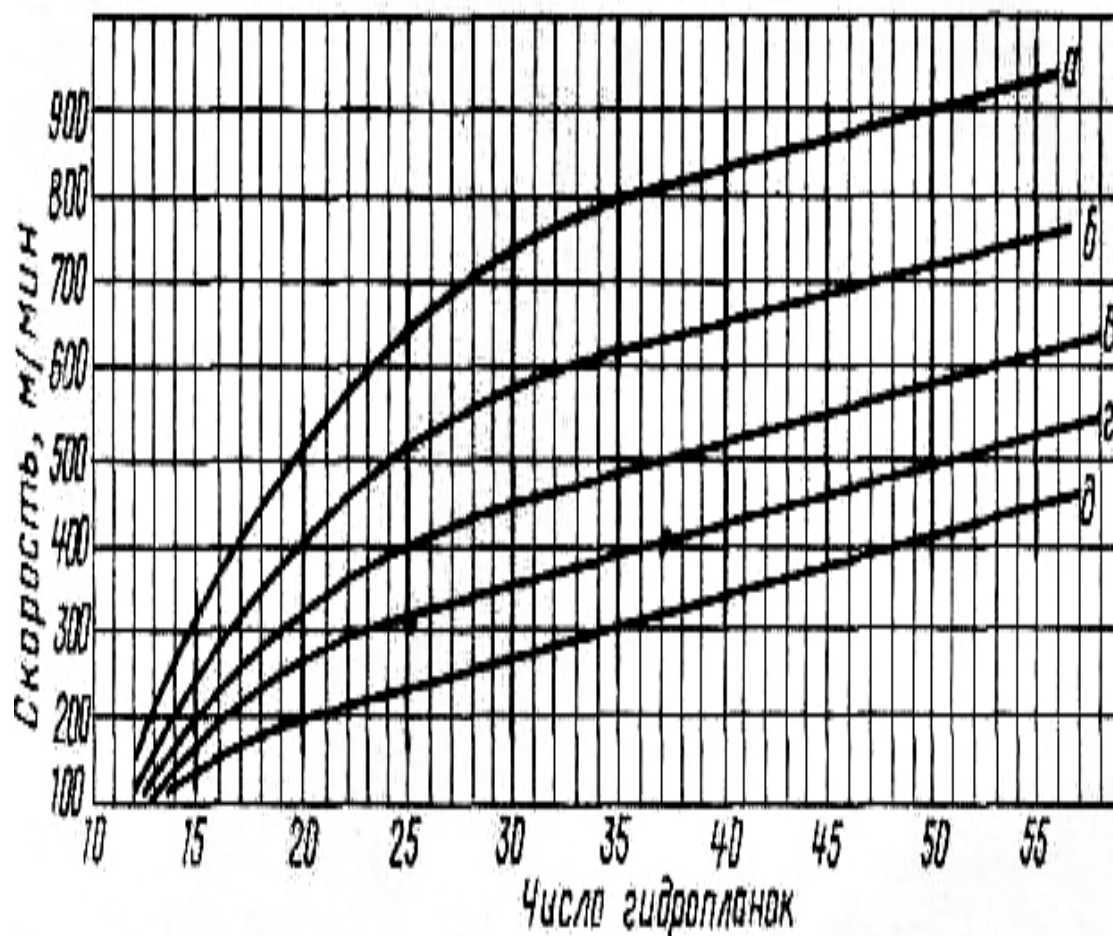


Рис. 7. Зависимости между скоростью машины и числом гидропланок: а – бумага газетная; б - бумага писчая, типографская № 3; в - бумага мешочная; г – бумага типографская писчая (№1 и №2), бумага – основа для покрытий, бумага для гофрирования, картон; д – бумага тонкая, высокосортные виды бумаг

Обезвоживающие элементы и их количество с достаточной точностью при разработке проекта можно выбрать, исходя из предложенных на рис.7 и в табл. 2 для массовых видов продукции.

В табл. 2 указано необходимое количество обезвоживающих элементов в зависимости от вырабатываемой продукции и скорости машины.

На рис.8 показан график зависимости шага гидропланок в начале сеточного стола в зависимости от скорости машины

Таблица 2

Количество обезвоживающих элементов

Основной вид бумаги	Рабочая скорость, м/мин	Длина сеточного стола, м	Формулирующий ящик		Ящик гидропланок				Общее количество планок	Мокрые отсасывающие ящики		Отсасывающие ящики	
			количество, шт.	ширина, мм	ширина, мм	количество ящиков	количество планок	шаг, мм		ширина, мм	количество, шт	ширина, мм	количество, шт
1. Бумага газетная 51 г/м ² (ГОСТ 6445-74)	800	19	1	675	750	5	3	375	40	420	4	305	9
					750	5	5	187,5					
2. Бумага писчая №1 45-80 г/м ² (ГОСТ 18510-87)	500	22	1	675	750	7	4	250	52	420	4	305	9
					750	4	5	150					
3. Бумага писчая №2 60-70 г/м ² (ГОСТ 18510-87)	700	22	1	675	1000	4	4	333	46	420	4	305	9
					1000	6	5	250					
4. Бумага для гофрирования 100-150 г/м ² (ГОСТ 7377-85)	550	24	1	675	750	6	4	250	50	420	6	305	11
					750	6	6	150					
5. Бумага мешочная 70-105 г/м ² (ГОСТ 2228-81)	600	24	1	675	600	9	3	300	55	420	6	305	11
					600	7	4	200					
6. Бумага обёрточная односторонней гладкости 20-60 г/м ² (ГОСТ 8273-75)	450	13	1	675	1000	3	5	250	27	420	2	305	5
					1000	2	6	200					
7. Картон тарный 125-400 г/м ² (ГОСТ 7933-89)	550	24	1	675	750	6	4	250	60	420	6	305	11
					750	6	6	150					
					400	7	3	200					
	400	17	1	675	400	5	4	130	41	420	4	305	11

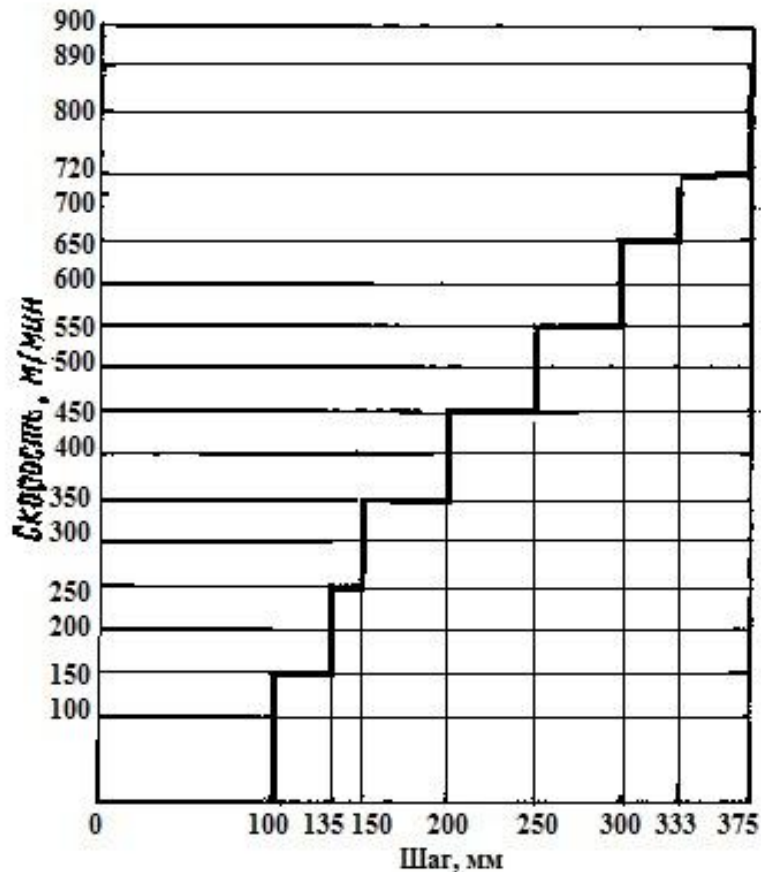


Рис.8. График зависимости шага гидропланок от скорости машины

3. Расчёты, подтверждающие работоспособность отдельных узлов сеточной части машины

К расчётам, подтверждающим работоспособность отдельных узлов сеточной части, относятся расчёты на прочность, на жёсткость и для валов - расчёт на критическую скорость.

3.1. Расчёт валов сеточной части на прочность

3.1.1. Расчёт рубашек трубчатых валов

Расчёт валов на прочность заключается в определении напряжений, возникающих от различного вида нагрузок и сравнении их с допускаемыми.

Из условия прочности рубашки сетководущего вала имеем:

$$\sigma_{\text{изг}} \leq \frac{[\sigma_{-1}]_D}{[n_{\sigma i}]}, \quad (10)$$

где $[n_{\sigma i}]$ – допускаемый запас прочности в опасном сечении по пределу выносливости на изгиб:

- для пластических сталей легированных и углеродистых – 1,3;
- для высокопрочных сталей с пониженными пластическими свойствами и высокопрочных чугунов – 1,3 ÷ 1,5;
- для стального литья – 1,5 ÷ 2,5;
- для сплавов из цветных металлов – 1,5 ÷ 2,0;
- для литья из цветных металлов – 2,0 ÷ 2,5;

$[\sigma_{-1}]_D$ – допускаемый предел выносливости рубашки вала в ослабленном сечении [5]:

$$[\sigma_{-1}]_D = \frac{\sigma_{-1}}{(k_{\sigma})_D}, \quad (11)$$

где $(k_{\sigma})_D$ – коэффициент концентрации напряжений

$$(k_{\sigma})_D = \frac{k_{\sigma}^n - 1}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \varepsilon_N}, \quad (12)$$

где k_{σ}^n – коэффициент, учитывающий нарезание резьбы под обрезиновку, 1,96 (если имеет место облицовка);

ε_{σ} – масштабный фактор зависит от толщины рубашки вала, ≤ 1 :

- для легированных сталей при толщине стенок от 15 до 40 мм масштабный фактор изменяется от 0,95 до 0,5;
- для углеродистых сталей при толщине стенок от 15 до 40 мм масштабный фактор изменяется от 0,95 до 0,87;
- для чугунов и цветных металлов при толщине стенок от 15 до 40 мм масштабный фактор изменяется от 0,9 до 0,65;
- для легированных сталей при диаметре от 200 до 500 мм (для цапф) масштабный фактор изменяется от 0,67 до 0,6;
- для углеродистых сталей при диаметре от 200 до 500 мм (для цапф) масштабный фактор изменяется от 0,72 до 0,68;

- для чугунов и цветных металлов при диаметре от 200 до 500 мм (для цапф) масштабный фактор изменяется от 0,62 до 0,57;

ε_N – коэффициент долговечности, ≥ 1 , определяется из выражения

$$\varepsilon_N = m \sqrt{\frac{N_0}{N_L}}, \quad (13)$$

где N_0 – заданное число циклов нагружения ($1 \cdot 10^7$);

N_L – фактическое число циклов нагружения

$$N_L = 60 \cdot n \cdot L, \quad (14)$$

где n – число оборотов;

L – время работы (в часах);

m – показатель степени – $6 \div 9$.

При $N_L \geq N_0$ $\varepsilon_N = 1,0$.

При определении коэффициента концентрации напряжений для расчёта на прочность рубашки вала по пределу выносливости в зоне запрессовки патрона необходимо учесть на этом участке дополнительный источник концентрации напряжений от посадки с натягом. Тогда формула для определения коэффициента концентрации запишется следующим образом [4]:

$$(k_\sigma)_D = \frac{k_{гр} + k_\sigma^n - 1}{\varepsilon_\sigma \cdot \varepsilon_N}, \quad (15)$$

где $k_{гр}$ – коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений при циклически изменяющихся нагрузках при передаче усилий через прессовую посадку, $1,5 \div 2,2$.

3.1.2. Расчёт на прочность цапф приводных валов

Допускаемые напряжения в цапфах при расчёте по пределу выносливости на изгиб с симметричным циклом изменения напряжений определяются аналогично допускаемым напряжениям в рубашке вала, но с учётом состояния поверхности

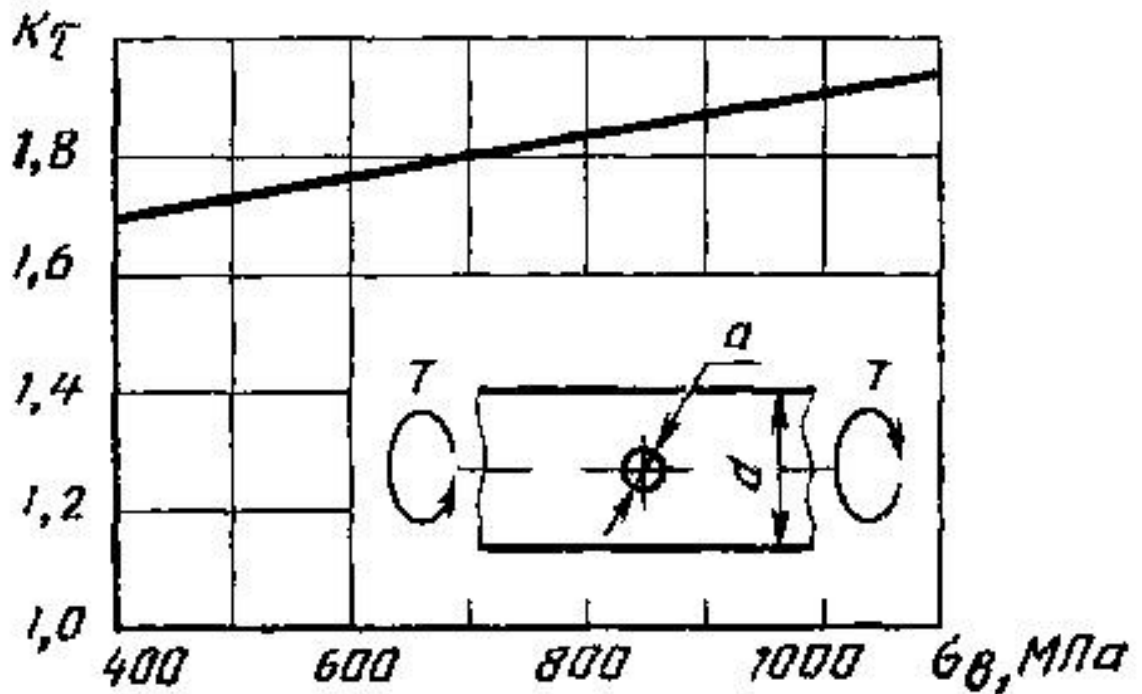
$$[\sigma_{-1}]_{ц} = \frac{\sigma_{-1}}{(k_{\sigma})_{ц}}, \quad (16)$$

$$\text{где } (k_{\sigma})_{ц} = \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \varepsilon_N \cdot \varepsilon_{\beta}}, \quad (17)$$

где ε_{β} – коэффициент учитывающий состояние поверхности. Для сталей с $\sigma_B = 400 \div 800$ МПа при тонком шлифовании $\varepsilon_{\beta} = 0,98 \div 0,65$;

k_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений.

Значения некоторых коэффициентов приведены в табл. 3 и на рис. 9-12 [1].



$$k_t = 0,636 \cdot 10^{-2} \sigma_B + 1,54 \quad (\sigma_B, \text{МПа})$$

Рис. 9. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с поперечным отверстием (для нетто-сечений) при кручении

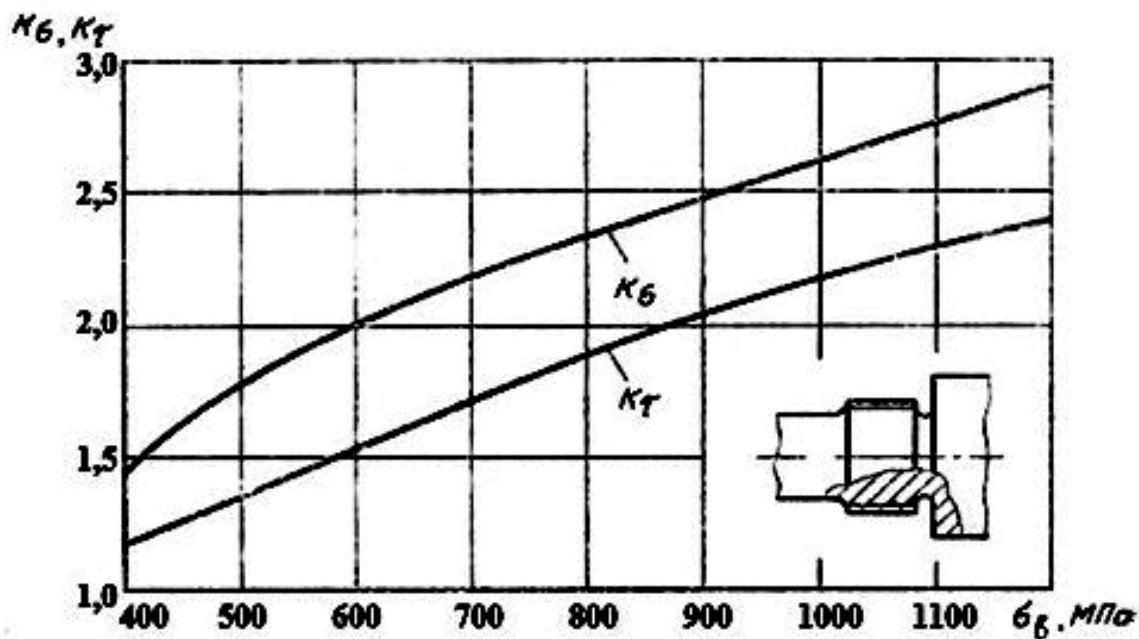


Рис.10. Эффективные коэффициенты k_σ и k_τ для валов с выточками

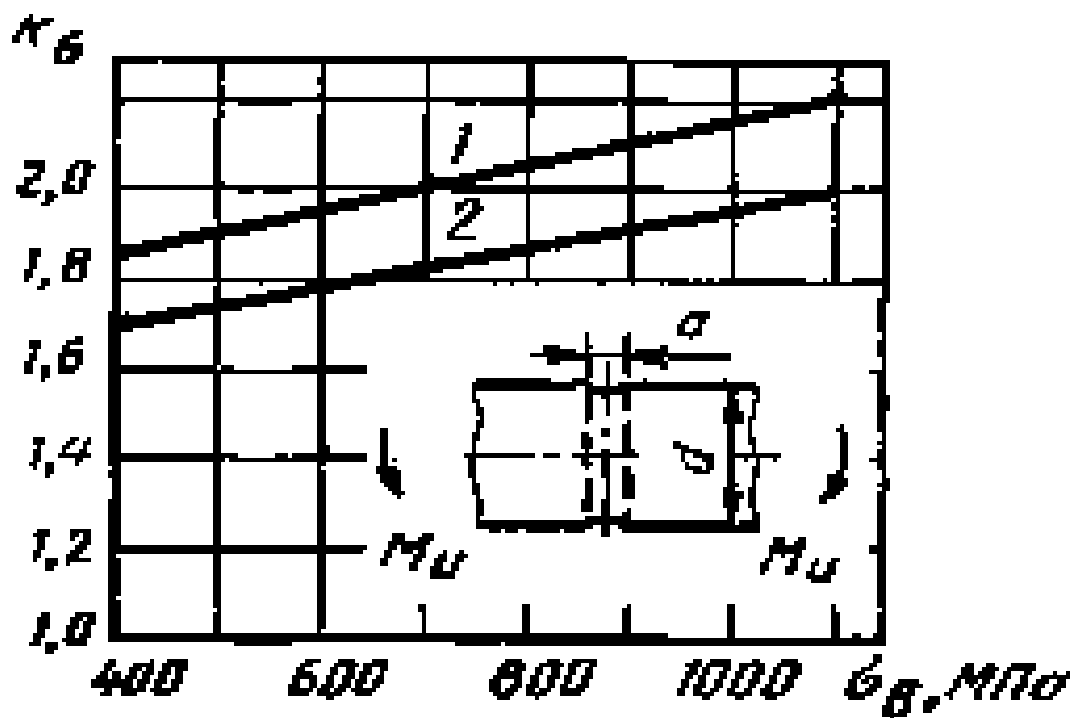


Рис.11. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с поперечным отверстием (для нетто-сечений) при изгибе:

$$1 - a/d=0,05\dots 0,1; K_\sigma=0,508 \cdot 10^{-3} \sigma_s + 1,67;$$

$$2 - a/d=0,15\dots 0,25; K_\sigma = 0,4 \cdot 10^{-3} \sigma_s + 1,53.$$

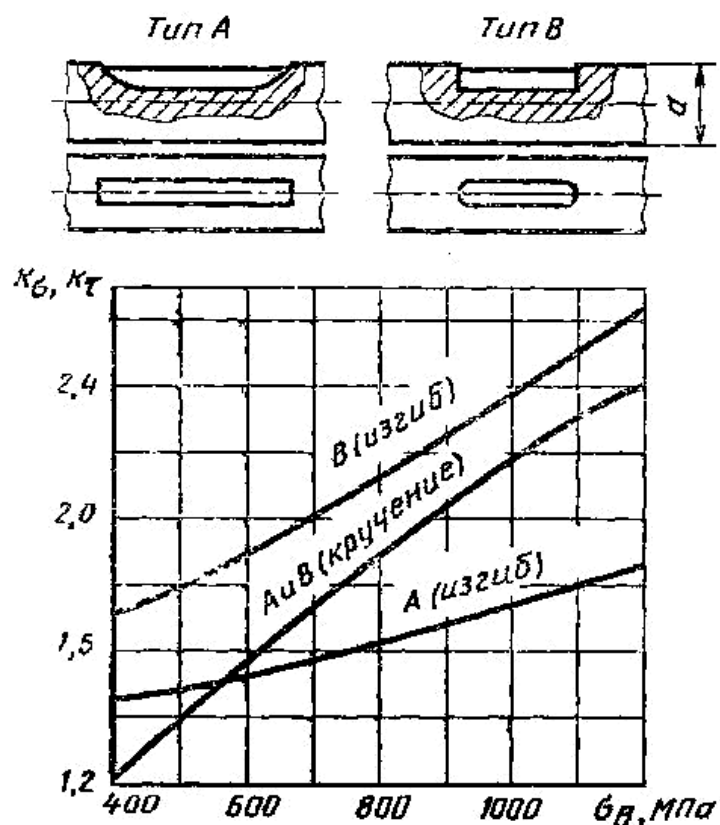


Рис.12. Коэффициенты k_σ и k_τ для валов со шпоночными пазами типа А и В

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении k_σ и k_τ для галтелей представлены в табл. 3.

Таблица 3

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении k_σ и k_τ для галтелей

Фактор концентрации	k_σ		k_τ	
	$\sigma_b, \text{МПа}$			
	≤ 700	≥ 1000	≤ 700	≥ 1000
Галтель при:				
$r/d = 0,02$	2,5	3,5	1,8	2,1
$r/d = 0,06$	1,85	2,0	1,4	1,53
$(D/d = 1,25 \dots 2) 0,1$	1,6	1,64	1,25	1,35

Условием прочности цапф приводных валов является

$$n_i \geq [n_i], \quad (18)$$

где n_i – суммарный коэффициент запаса прочности [2]:

$$n_i = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_{\sigma i}}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_{\tau i}}\right)^2}}, \quad (19)$$

где $n_{\sigma i}$ – коэффициент запаса прочности на изгиб [2]:

$$n_{\sigma i} = \frac{[\sigma_{-1}]_{ц}}{\sigma_{изг.ц}}, \quad (20)$$

$n_{\tau i}$ – коэффициент запаса прочности на кручение [2]:

$$n_{\tau i} = \frac{[\tau_{кр.ц}]}{\tau_{кр.ц}}. \quad (21)$$

Допускаемое напряжение в цапфах от постоянного момента кручения (приводные цапфы) определяется по следующей формуле [2]:

$$[\tau_{кр}]_{ц} = \frac{\tau_{-1ц}}{(k_{\tau})_{ц}}, \quad (22)$$

где $\tau_{-1ц}$ – предел выносливости материала при кручении;

$(k_{\tau})_{ц}$ – коэффициент концентрации напряжений в цапфе с учётом масштабного фактора, коэффициента долговечности и состояния поверхности [2]:

$$(k_{\tau})_{ц} = \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \varepsilon_N \cdot \varepsilon_{\beta}}, \quad (23)$$

где k_{τ} – коэффициент эффективной концентрации напряжений при кручении. При отсутствии табличных значений этого коэффициента можно воспользоваться следующей формулой [2]:

$$k_{\tau} = 1 + (0,6 \div 0,8) (k_{\sigma} - 1). \quad (24)$$

Расчёт неприводных трубчатых валов сеточной части не требует определения коэффициента запаса прочности на кручение.

Основные значения допускаемого коэффициента запаса прочности можно использовать из раздела (3.1.1).

3.1.3. Определение напряжений, действующих на рубашку трубчатого вала

Максимальное напряжение в рубашке вала определяется по следующей формуле:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{изг.мах}}}{W_p}, \quad \text{кПа}, \quad (25)$$

где $M_{\text{изг.мах}}$ – максимальный изгибающий момент, возникающий посередине вала (рис.15), кН·м;

W_p – момент сопротивления рубашки вала по середине, м³.

Если значения допускаемых напряжений выражены в МПа, то для сравнения расчётные значения в кПа надо разделить на 1000.

Изгибающий момент, действующий на рубашку вала, зависит от нагрузок, действующих на вал, и веса самого вала.

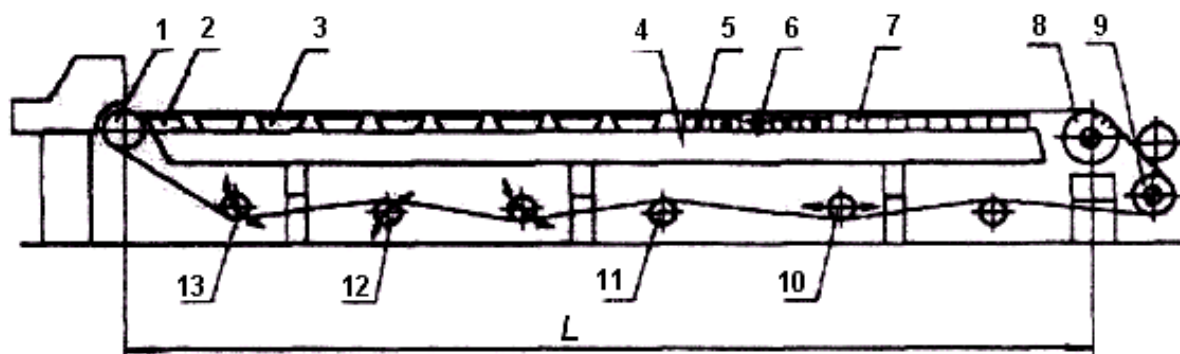


Рис. 13. Сеточная часть с плоским столом: 1- грудной вал; 2 – формующий ящик; 3 – гидропланочный ящик; 4 – консольный стол; 5 – «мокрый» отсасывающий ящик; 6 – регистровый вал; 7 – отсасывающий ящик; 8 – отсасывающий гауч – вал; 9 – сеткоповоротный вал; 10 – сеткоправка; 11 – сетковедущий вал; 12 – сетконатяжка; 13 – измерительный вал

На рис. 13 представлена схема сеточной части и положение самого нагруженного трубчатого вала – сеткоповоротного вала.

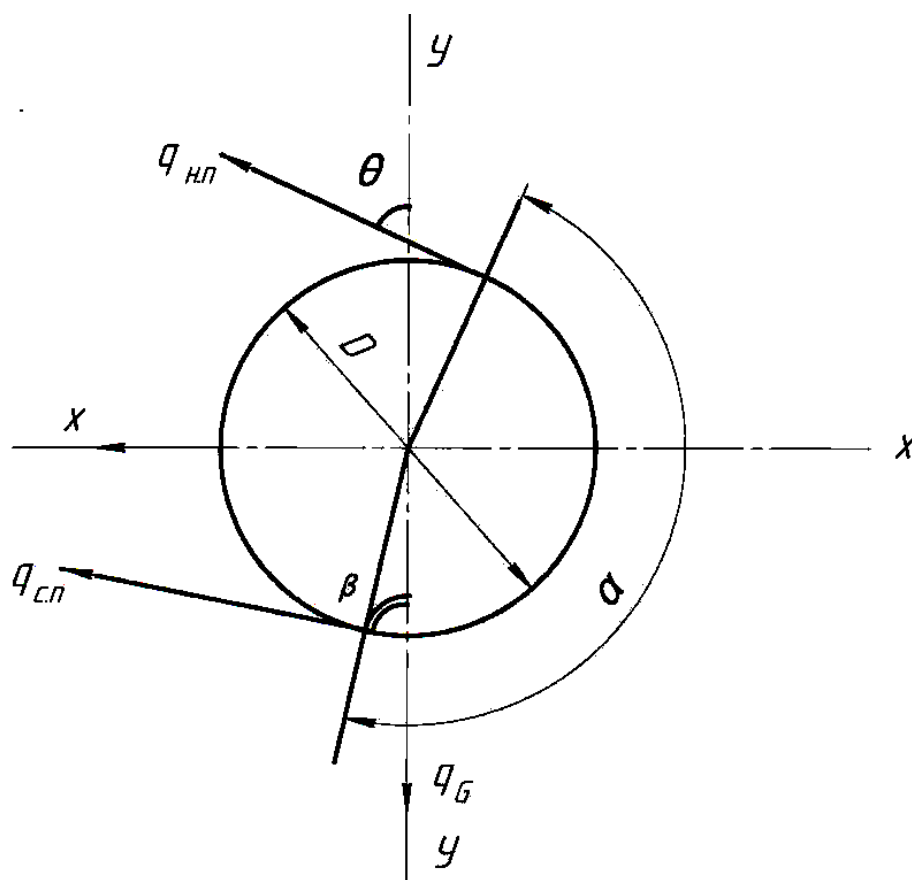


Рис.14. Схема нагружения сеткоповоротного вала

На рис. 14 представлена схема нагружения сеткоповоротного вала. Сеткоповоротный вал в современных сеточных частях всегда является приводным и при плоском столе, и его привод обеспечивает до 60 % потребляемой мощности сеточной части машины. После сеткоповоротного вала по нижней ветви идёт измерительный вал, который автоматически контролирует заданное натяжение сетки, передавая сигнал об изменении натяжения автоматической сетконатяжке. Поэтому после сеткоповоротного вала натяжение – $q_{сп}$ – известно. При расчётах, при наличии двух приводных валов: гауч - вала и сеткоповоротного вала, неизвестным остаётся натяжение ветви, сбегаящей с гауч – вала и набегающей на сеткоповоротный вал, $-q_{нп}$ [4]

$$q_{\text{нп}} = q_{\text{сп}} \cdot e^{\mu\alpha}, \quad (26)$$

где e – основание натурального логарифма;

μ – коэффициент трения сетки по покрытию сеткоповоротного вала.

Коэффициент трения синтетической сетки по резиновому покрытию

$\mu = 0,25 \div 0,45$ в зависимости от твёрдости резины;

α – угол охвата сеткоповоротного вала сеткой, рад.

Для определения суммарной нагрузки, действующей на сеткоповоротный вал, спроецируем все силы на оси координат.

$$q_x = q_{\text{нп}} \cdot \sin \alpha + q_{\text{сп}} \cdot \sin \beta, \quad (27)$$

где $q_{\text{сп}}$ – заданное натяжение сетки, кН/м.

Величина заданного начального натяжения синтетической сетки может быть от 4 до 8 кН/м. Для современных сеточных частей с плоскими столами можно принять начальное натяжение – 7кН/м.

В сеточных частях с формованием между двумя сетками начальное натяжение может достигать 8 ÷ 9 кН/м.

$$q_y = q_G - q_{\text{нп}} \cdot \cos \alpha - q_{\text{сп}} \cdot \cos \beta, \quad (28)$$

где q_G – вес вала, отнесённый к единице ширины сетки:

$$q_G = \frac{G}{b_{\text{сет}}}, \quad (29)$$

где G – усилие от веса сеткоповоротного вала, кН (табл. 4).

Суммарная нагрузка определяется по формуле

$$q = \sqrt{q_x^2 + q_y^2}. \quad (30)$$

Таблица 4

Основные параметры валов в зависимости от ширины машины

Параметры валов	Обрезная ширина машины, м				
	2,52	4,2	6,3	6,4	6,72
Грудные валы					
Диаметр наружный, мм	600	800	900	900	900
Толщина стенки, мм	10	15	25		
Длина цилиндрической части вала, мм	3050	4800	7000	7100	7400
Расстояние между подшипниковыми опорами, мм	3400	5280	7600	7700	8000
Диаметр цапфы под подшипник, мм	85; 95	100; 120	140	170	170
Масса вала с подшипниками, кг	1650	3244	9200	9200	10000
Гауч – валы					
Диаметр наружный, мм	800	1000	1300	1300	1300
Толщина стенки, мм	35	40	45	45	45
Длина цилиндрической части вала, мм	3350	5000	7400	7400	7400
Расстояние между подшипниковыми опорами, мм	3945	5680	-	-	-
Диаметр цапфы под подшипник, мм	400	480	650	650	650
Масса вала с подшипниками, кг	5400	12700	21800	1940 0	20800
Сеткоповоротные валы					
Диаметр наружный, мм	600- 800	800	900	900	900
Толщина стенки, мм	30	36	40	40	40
Длина цилиндрической части вала, мм	3150	4900	7400	7400	7400
Расстояние между подшипниковыми опорами, мм	3500	5380	7900	7900	7900
Диаметр цапфы под подшипник, мм	280	380	500	500	500
Масса вала с подшипниками, кг	-	7630	-	1100 0	12400
Сетководущие валы					
Диаметр наружный, мм	281÷ 330	454	615	615	615
Толщина стенки, мм	8	11	14	17	17
Длина цилиндрической части вала, мм	3300	4900	7400	7400	7400
Расстояние между подшипниковыми опорами, мм	3740	5280	7900	7900	7900
Диаметр цапфы под подшипник, мм	-	-	-	-	-
Масса вала с подшипниками, кг	-	1200	2900	-	3100

Изгибающий момент определяется из следующего выражения [6],

$$M = q \left(\frac{b_{\text{сет}} \cdot L}{4} - \frac{b_{\text{сет}}^2}{8} - \frac{x^2}{2} \right), \text{ кН} \cdot \text{м}, \quad (31)$$

где $b_{\text{сет}}$ - ширина сетки, м;

L – расстояние между подшипниковыми опорами, м;

x – текущая координата (по формуле И.Я. Эйдлина текущая координата отсчитывается от середины вала), м.

При $x = 0$ в середине пролёта изгибающий момент максимальный

$$M_{\text{изг.макс}} = q \left(\frac{b_{\text{сет}} \cdot L}{4} - \frac{b_{\text{сет}}^2}{8} \right)$$

или

$$M_{\text{изг.макс}} = q \cdot b_{\text{сет}} \left(\frac{L}{4} - \frac{b_{\text{сет}}}{8} \right). \quad (32)$$

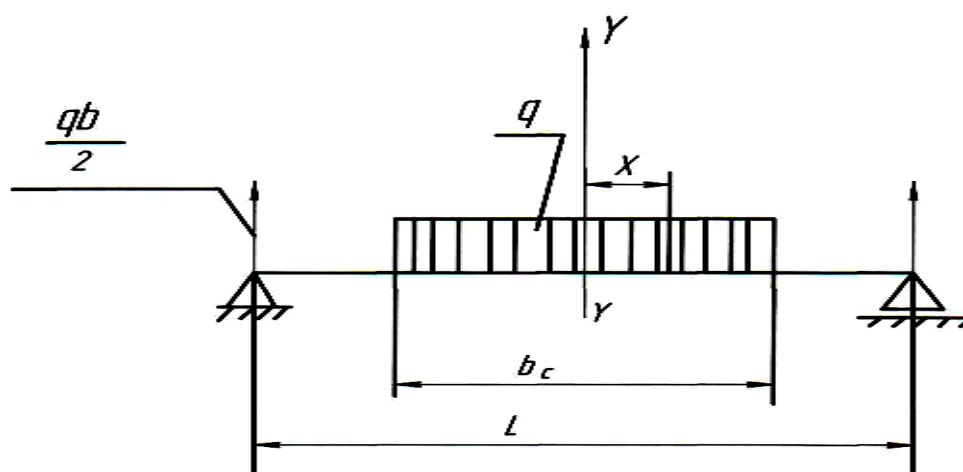


Рис. 15. Схема распределения нагрузки от сетки

Момент сопротивления рубашки трубчатого вала определяется по формуле:

$$W_p = \frac{2 \cdot I_p}{D_{\text{нар}}}, \text{ м}^3, \quad (33)$$

где I_p – момент инерции рубашки вала, м^4 ,

$$I_p = \frac{\pi}{64} (D_{\text{нар}}^4 + d_{\text{вн}}^4), \quad (34)$$

где $D_{\text{нар}}$ – наружный диаметр рубашки вала по металлу, м;
 $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр рубашки вала.

3.1.4. Определение напряжений, действующих на приводные цапфы трубчатых валов

Напряжения, действующие на приводные цапфы трубчатых валов (рис. 16), определяются из следующего выражения [3]:

$$\sigma_{\text{изг.ц}} = \frac{\sqrt{M_{\text{изг.ц}}^2 + 0,45 \cdot M_{\text{кр.ц}}^2}}{W_{\text{ц}}}, \text{ кПа} \quad (35)$$

где $M_{\text{изг.ц}}$ - изгибающий момент в опасном сечении цапфы, которое необходимо проверить на прочность. Момент вычисляется по формуле (31), подставляя вместо x расстояние от середины вала до опасного сечения в цапфе.

$M_{\text{кр.ц}}$ – крутящий момент, возникающий в приводной цапфе.

Крутящий момент в приводной цапфе в первую очередь зависит от натяжения набегающей ветви сетки, которую необходимо перемещать. Для поворотного вала величину крутящего момента можно определить по формуле;

$$M_{\text{кр.пв}} = q_{\text{нп}} \cdot b_{\text{сет}} \cdot \frac{D_{\text{в}}}{2}, \quad (36)$$

где $D_{\text{в}}$ – диаметр поворотного вала берётся по облицовке. При этом $M_{\text{кр.ц}} = M_{\text{кр.пв}}$.

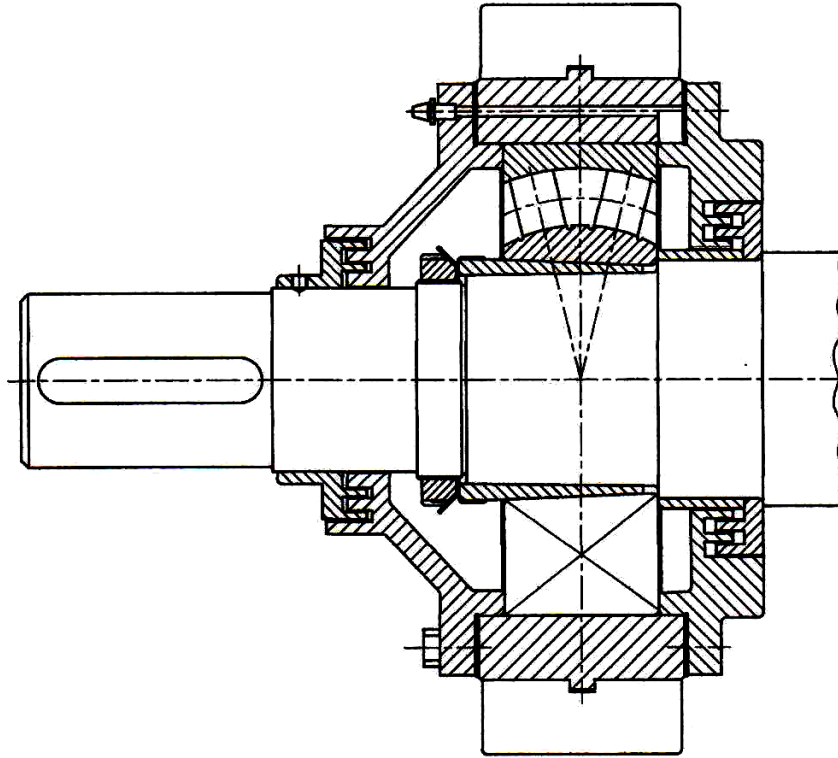


Рис. 16. Подшипник и цапфа

Для цапф имеющих шпоночный паз, момент сопротивления можно определить по приближённой формуле

$$W_{ц} = \frac{\pi \cdot d_{ц}^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d_{ц} - t)^2}{2 \cdot d_{ц}}, \quad (37)$$

где b – ширина шпоночной канавки, м;

t – глубина шпоночной канавки, м.

В формуле (37) диаметр цапфы выбирается по соответствующему сечению.

3.2. Расчёт валов сеточной части бумагоделательных и картоноделательных машин на жёсткость

Расчёт на жёсткость сводится к определению прогибов или относительных прогибов и сравнению их с допускаемыми [4]:

$$f_p \leq [f], \quad (38)$$

или

$$\varepsilon_p \leq [\varepsilon], \quad (39)$$

где ε_p – относительный прогиб, м.

Относительный прогиб определяется из выражения [4]

$$\varepsilon_p = \frac{1}{L} \cdot \frac{1}{f_p}. \quad (40)$$

$[\varepsilon]$ – для валов сеточной части:

$$\text{грудной вал} \quad \frac{1}{15000} - \frac{1}{20000};$$

$$\text{сетководущий вал} \quad \frac{1}{3000} - \frac{1}{4000};$$

$$\text{гауч-вал} \quad \frac{1}{14000} - \frac{1}{15000}.$$

Величина максимального прогиба вала посередине определяется из выражения [6]

$$f_{\max} = \frac{q \cdot b_{\text{сет}}^3}{384 \cdot E \cdot I_p} \cdot (12L - 7b_{\text{сет}}), \quad (41)$$

где E – модуль продольной упругости для стали – $(1,86 \div 2,1) \cdot 10^5$ МПа
или $(1,86 \div 2,1) \cdot 10^8$ кПа.

4. Расчёт на жёсткость неподвижных обезвоживающих элементов сеточного стола, ящиков с гидропланками, формирующего ящика, «мокрых» и «сухих» отсасывающих ящиков

Расчёт на жёсткость сводится к определению прогибов или относительных прогибов и сравнению их с допускаемыми,

$$f_p \leq [f] \quad (42)$$

или
$$\varepsilon_p \leq [\varepsilon], \quad (43)$$

где ε_p – относительный прогиб определяется из выражения

$$\varepsilon_p = \frac{1}{\frac{L}{f_p}}. \quad (44)$$

Для примера определим в общем виде прогиб отсасывающего «сухого» ящика, расположенного на плоском сеточном столе.

Прогиб возникает в основном от собственного веса.

Величина максимального прогиба посередине определяется из выражения

$$f_{\max} = \frac{q_G \cdot b_{\text{ящ}}^3}{384 \cdot E \cdot I_{\text{ящ}}} \cdot (12L - 7b_{\text{ящ}}), \text{ м}, \quad (45)$$

где E – модуль продольной упругости для стали – $(1,86 \div 2,1) \cdot 10^5$ МПа или $(1,86 \div 2,1) \cdot 10^8$ кПа;

$b_{\text{ящ}}$ – длина корпуса отсасывающего ящика, м;

L – расстояние между опорами, м;

$I_{\text{ящ}}$ – момент инерции сечения отсасывающего ящика, м⁴;

q_G – равномерно распределённая нагрузка от собственного веса, кН/м,

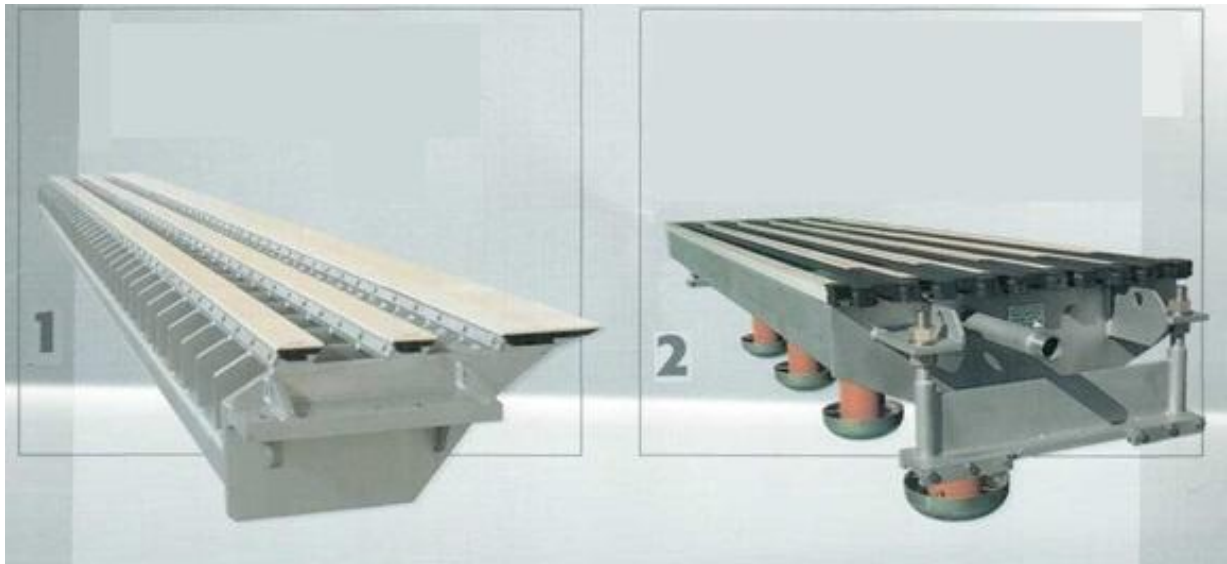


Рис.17. Неподвижные обезвоживающие элементы. 1 – формирующий ящик, 2 – мокрый отсасывающий ящик.

$$q_G = \frac{G}{b}, \quad \text{кН/м.} \quad (46)$$

Для определения момента инерции необходимо определить положение нейтральной оси. Так как прогиб определяется по вертикали, то положение нейтральной оси определяется из следующего выражения (рис.18):

$$Y_{\text{ц}} = \frac{2 \cdot F_1 \cdot Y_1 + F_2 \cdot Y_2 + F_3 \cdot Y_3 + 2 \cdot F_4 \cdot Y_4}{2 \cdot F_1 + F_2 + F_3 + 2 \cdot F_4}, \text{ м,} \quad (47)$$

где F_1, F_2, F_3, F_4 – площади элементов сечения, м^2 ;

Y_1, Y_2, Y_3, Y_4 – расстояния от нулевой оси до центров площадей отдельных элементов, м;

$Y_{\text{ц}}$ – расстояние от нулевой оси до нейтральной, м.

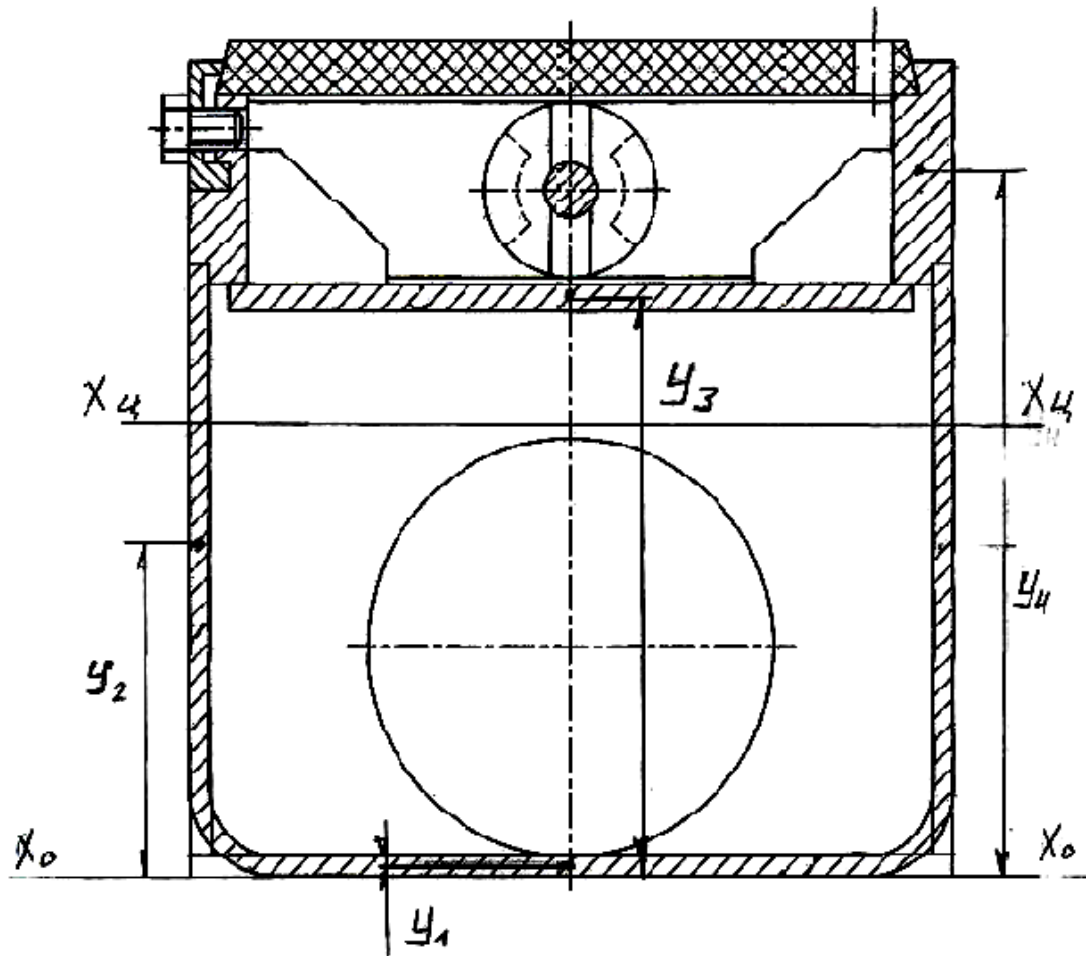


Рис.18. Сечение отсасывающего ящика (пояснение к определению положения нейтральной оси)

Для определения суммарного момента инерции сечения необходимо определить моменты инерции отдельных элементов относительно собственной горизонтальной оси и моменты инерции каждого из элементов относительно нейтральной оси сечения. Суммарный момент инерции будет равен сумме всех моментов инерции относительно нейтральной оси. Все формулы и все данные сводятся в таблицу.

Несколько изменяя сечение, с достаточной точностью для инженерного расчёта (рис. 19), можно определить моменты инерции отдельных элементов.

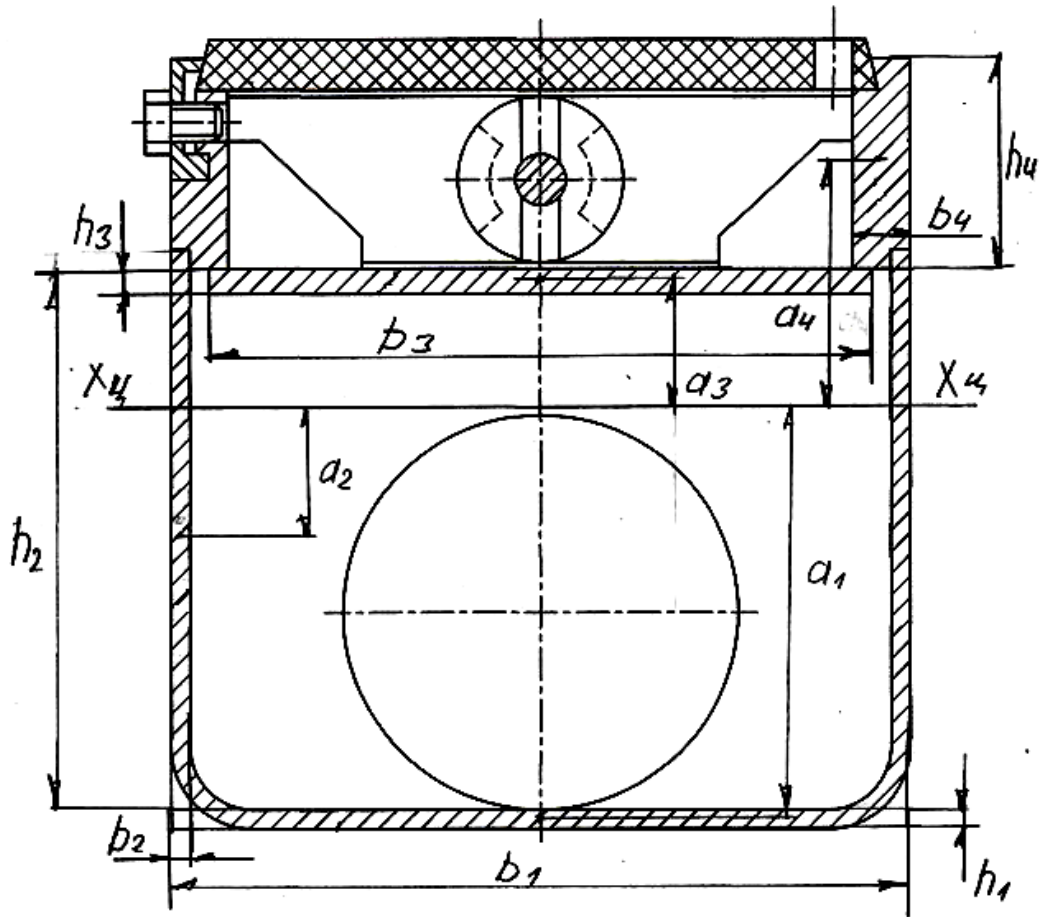


Рис. 19. Сечение отсасывающего ящика (пояснение к определению моментов инерции отдельных элементов относительно оси $X_{ц} - X_{ц}$)

Моменты инерции отдельных элементов и моменты инерции отдельных элементов относительно оси $X_{ц} - X_{ц}$, согласно рис. 19, определяются из следующих выражений:

$$I_1 = \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12}, \text{ м}^4, \quad (48)$$

$$I_{1X} = I_1 + (\pm a_1)^2 \cdot F_1, \text{ м}^4. \quad (49)$$

Аналогично вычисляются моменты инерции для остальных элементов сечения и затем суммируются:

$$I_{ящ} = I_{1X} + I_{2X} + I_{3X} + I_{4X}, \text{ м}^4. \quad (50)$$

5. Определение потребной мощности, необходимой для работы сеточной части бумагоделательных, картоноделательных и сушильных машин

Необходимая мощность для работы сеточной части в курсовом и дипломных проектах определяется поэлементным методом (методом тяговых усилий). Метод поэлементного определения мощности в местах её фактического потребления даёт возможность учесть особенности конструкции и работы рассматриваемого агрегата.

Потребляемая мощность сеточной части зависит от: ширины машины, от самой конструкции сеточной части (с несколькими сеточными столами, с двухсеточным формованием и т. д.), нагрузки на подшипники валов, типов конструкции подшипников, диаметров цапф, конструкции и количества обезвоживающих элементов, разрежения в «мокрых» и «сухих» отсасывающих ящиках, заданного натяжения сетки, количества и усилия прижима осциллирующих шаберов, конструкции гауч – вала и скорости, как рабочей, так и по приводу.

Расходуется потребляемая мощность на преодоление трения в подшипниках, трения шаберов о поверхность валов, трения сетки по поверхности неподвижных обезвоживающих элементов.

Тяговым, или окружным усилием называется усилие, которое надо приложить к наружной части поверхности рабочей части валов, чтобы преодолеть все силы сопротивления и двигать сетку с определённой скоростью.

Между мощностью и тяговым усилием существует зависимость [5]

$$N_c = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot Q_c \cdot v_c, \quad \text{кВт}, \quad (51)$$

где N_c – мощность, потребляемая сеточной частью, кВт;

Q_c – тяговое усилие, или суммарное усилие на преодоление потерь в сеточной части, кН;

v_c – скорость сеточной части, м/мин (по приводу).

При разработке курсового проекта, для некоторого упрощения расчётов, приближённо натяжение сетки перед грудным валом можно принять равным заданному после измерительного вала перед первой натяжкой, из-за малости потерь по преодолению трения в подшипниках сетководущих валов и шаберов.

Если по заданию преподавателя вам необходимо произвести расчёт валов, то рекомендуется начать расчёт с определения мощности, необходимой для работы сеточной части, так как в процессе определения усилий на преодоление потерь определяется натяжение сетки, используемое для определения нагрузок на валы.

5.1. Определение усилий на преодоление трения в подшипниках грудного вала

Существенные потери вызваны преодолением трения в подшипниках грудного вала из-за значительной массы вала и большого угла охвата сеткой.

Потери на преодоление трения в подшипниках грудного вала определяются из выражения

$$Q_{п.гр} = Q_{\Sigma гр} \cdot f_{п} \cdot \frac{d_{ц.гр}}{D_{гр}}, \text{ кН}, \quad (52)$$

где $Q_{\Sigma гр}$ – суммарная нагрузка на грудной вал, кН;

$f_{п}$ – коэффициент трения в подшипниках качения.

Для шариковых сферических подшипников коэффициент трения – 0,01.

Для роликовых сферических подшипников коэффициент трения – 0,02;

$D_{гр}$ – наружный диаметр грудного вала, м;

$d_{ц.гр}$ – внутренний диаметр рубашки грудного вала.

Для определения суммарной нагрузки на грудной вал рассмотрим грудной вал в равновесии (рис.20).

Считаем $Q_1 = Q_2$, $G_{гр}$ - вес грудного вала.

Откуда

$$Q_x = Q_2 + Q_1 \cdot \sin \gamma; \quad (53)$$

$$Q_Y = G_{гр} + Q_1 \cdot \cos \gamma; \quad (54)$$

$$Q_{\Sigma гр} = \sqrt{Q_X^2 + Q_Y^2}. \quad (55)$$

Тяговое усилие после грудного вала (натяжение сетки)

$$Q_{гр} = Q_2 + Q_{п} \quad (56)$$

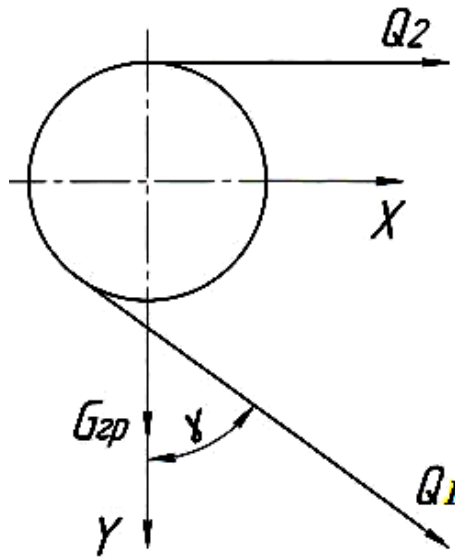


Рис. 20. Схема нагружения грудного вала

5.2. Определение усилий по преодолению трения сетки по поверхности формующего ящика

Потери на преодоление трения сетки по поверхности формующего ящика (грудной доски) незначительны, но при напуске картонной суспензии для выработки картонов массой 175 г/м^2 и выше эти потери необходимо учитывать. Формующие ящики используются при наличии в сеточной части плоского сеточного стола или плоского участка стола.

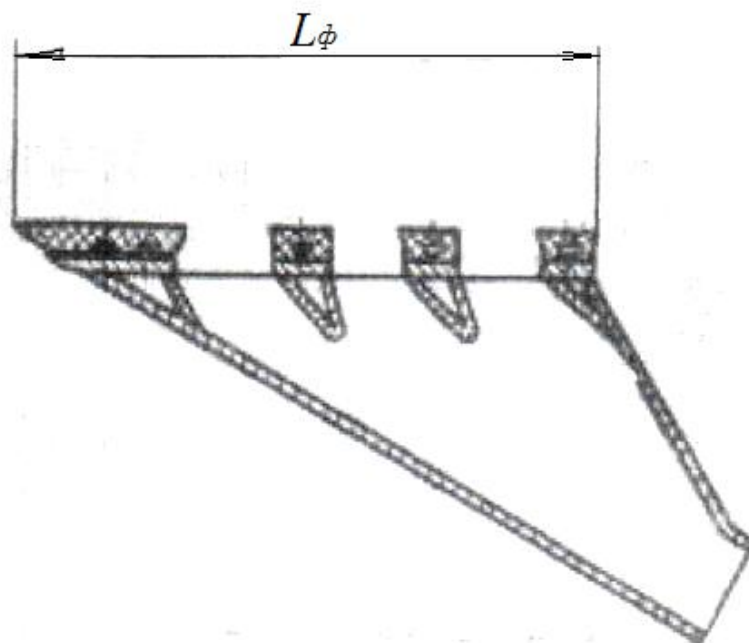


Рис.21. Формующий ящик

Формующий ящик изображён на рис.21. Для определения потерь приближённо считаем, что вес суспензии, воздействующий на поверхность планок формующего ящика, постоянен.

$$Q_{\phi} = \frac{G_{\text{сусп}}}{F_{\text{п.}\phi}} \cdot f_{\text{сет}}, \text{ кН/м}^2, \quad (57)$$

где $G_{\text{сусп}}$ - вес суспензии, кН;

$F_{\text{п.}\phi}$ - суммарная площадь планок формующего ящика, м^2 ;

$f_{\text{сет}}$ - коэффициенты трения синтетической сетки по поверхности планок формующего ящика.

Коэффициенты трения синтетической сетки по различным материалам:

- по керамике (алюмооксидная керамика, оксид циркония, оксид титана) – 0,07;

- по полиэтилену – 0,08 ÷ 0,09;

- по резине – 0,25 ÷ 0,45;

- по полиуретану – 0,03;

- по бронзе – 0,18 ÷ 0,2.

Вес волокнистой суспензии определяется по формуле

$$G_{\text{сусп}} = \frac{h_{\text{сусп}} \cdot b_{\text{сусп}} \cdot L_{\text{ф}} \cdot \gamma_{\text{сусп}} \cdot g}{1000}, \text{ кН}, \quad (58)$$

где $h_{\text{сусп}}$ – высота слоя суспензии на формирующем ящике сеточного стола, м. Высота слоя суспензии на формирующем ящике (первой планке), образуемого при напуске из напорного ящика, численно равна высоте открытия выпускной щели [7]

$$h_{\text{сусп}} = h_{\text{щели}},$$

$$h_{\text{щели}} = \frac{q}{10,9 \cdot (c_{\text{ящ}} - c_{\text{рег}}) \cdot \zeta \cdot 1000}, \text{ м}, \quad (59)$$

где q - масса вырабатываемого бумажного или картонного полотна, г/м^2 ;

$c_{\text{ящ}}$ - концентрация суспензии в напорном ящике, %;

$c_{\text{рег}}$ – концентрация регистровой воды, %;

ζ – коэффициент сжатия струи – $0,6 \div 0,92$.

Коэффициент зависит от конфигурации выпускного канала, при сходящихся губах коэффициент имеет наибольшее значение до $0,92$ – в турбулентных ящиках, $0,8$ – для современных напорных ящиков с перфорированными валами. Для старых напорных ящиков с вертикальными передними стенками коэффициент можно принять $0,6$.

$b_{\text{сусп}}$ - ширина слоя волокнистой суспензии после напуска, м;

$L_{\text{ф}}$ – длина формирующего ящика вдоль сеточного стола (от передней кромки первой планки до задней кромки последней планки), м;

$\gamma_{\text{сусп}}$ – удельный вес волокнистой суспензии, кг/м^3 ;

g – ускорение свободного падения, $9,81 \text{ м/с}^2$.

5.3. Определение усилий на преодоление трения сетки по плоской части поверхности гидропланок

Разрежение при работе гидропланки возникает в клине между движущейся сеткой с повисшим под ней слоем воды и наклонной поверхностью гидропланки. При движении сетки повисшая под сеткой вода отводится из зоны клина, создавая разрежение, которое зависит от угла наклона рабочей поверхности гидропланки и скорости сетки.

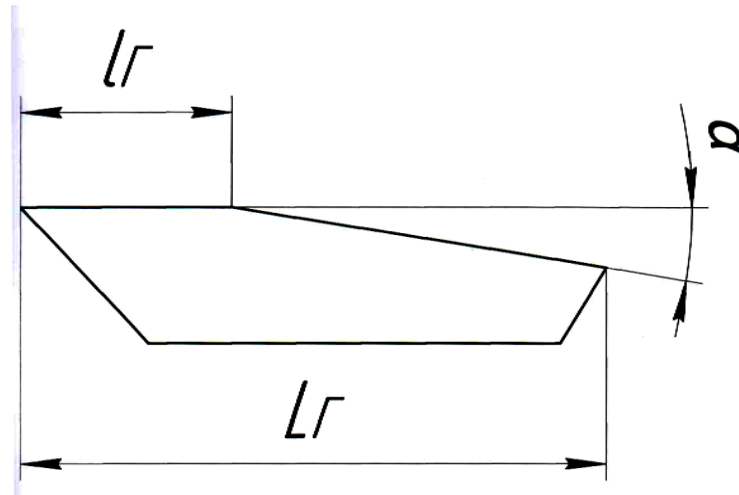


Рис. 22. Гидропланка

Так как разрежение неравномерно распределяется по длине наклонного участка гидропланки, то для инженерных практических расчётов используются его средние значения.

Средние значения разрежения определяются из выражения

$$p_{\text{ср.}} = k_{\Gamma i} \cdot \frac{v_{\text{сет.}}}{2}, \text{ Па,} \quad (60)$$

где $k_{\Gamma i}$ – коэффициент разрежения, учитывающий угол наклона гидропланки, Па·с/м;

Для гидропланок с углом наклона $\alpha = 1^\circ$ коэффициент равен 300;

Для гидропланок с углом наклона $\alpha = 2^\circ$ коэффициент равен 600;

Для гидропланок с углом наклона $\alpha = 3^\circ$ коэффициент равен 941;

$v_{\text{сет}}$ – скорость сеточной части бумагоделательной или картоноделательной машины, м/с.

Приближённо, но с достаточной для инженерных расчётов точностью считаем, что основные потери возникают при скольжении сетки по плоской поверхности гидропланки, к которой её прижимает давление, действующее на волокнистую суспензию в результате разрежения между движущейся сеткой и наклонной плоскостью гидропланки.

Потери на трение определяются из следующего выражения:

$$Q_{\Gamma i} = p_{\text{ср.}i} \cdot l_{\Gamma i} \cdot B_{\text{п}} \cdot f_{\text{тр}} \cdot n, \quad \text{кН,} \quad (61)$$

где $l_{Г,i}$ – ширина плоской поверхности гидропланки, м;
 i – индекс, соответствующий углу наклона рабочей поверхности гидропланки (α) (рис.22);

$B_{п}$ – ширина полотна в сеточной части, м (формула 7);

$f_{тр}$ – коэффициент трения сетки по материалу гидропланки (см.п.5.2);

n – количество гидропланок с одинаковым углом наклона рабочей поверхности

После определения потерь на трение на всех гидропланках с различными углами рабочих поверхностей определяется суммарное тяговое усилие, необходимое для преодоления трения сетки по плоским поверхностям.

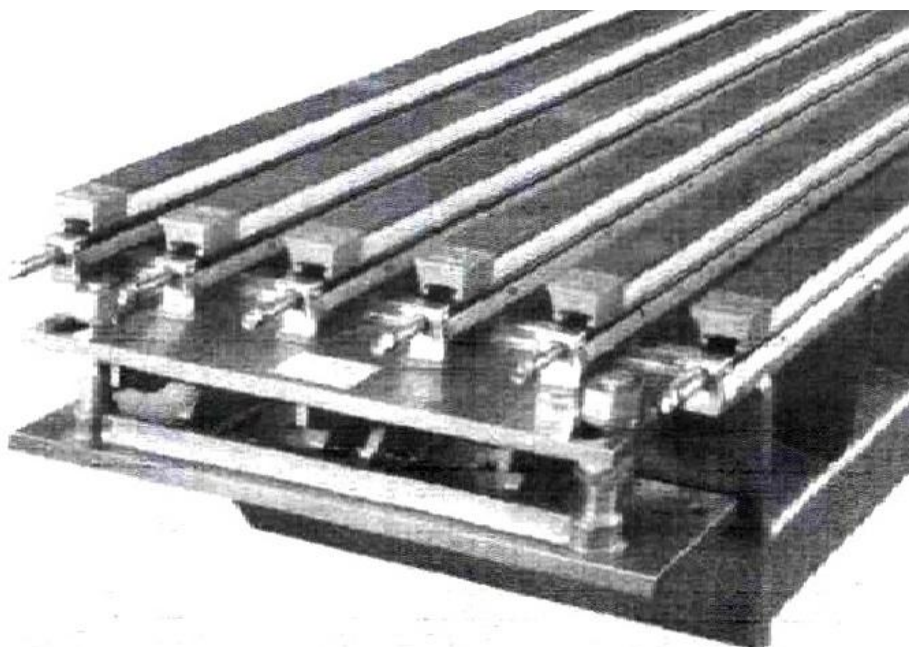


Рис.23. Гидропланочный ящик

5.4. Определение усилий на преодоление трения сетки по поверхности «мокрых» отсасывающих ящиков

«Мокрый» отсасывающий ящик изображён на рис. 17(2).

Усилие для преодоления трения сетки по поверхности «мокрого» отсасывающего ящика определяется из следующего выражения:

$$Q_{\text{м.я}} = p_{\text{м.я}} \cdot l_{\text{м.я}} \cdot B_{\text{п}} \cdot k_{\text{пер}} \cdot f_{\text{тр}} \cdot n, \text{ кН}, \quad (62)$$

где $p_{\text{м.я}}$ – разрежение в «мокром» отсасывающем ящике, кПа (кН/м^2). Величина разрежения в «мокрых» отсасывающих ящиках в зависимости от ассортимента вырабатываемой продукции, высоты продольных балок сеточного стола может достигать до 10 кПа. Если сеточная часть оснащена несколькими «мокрыми» отсасывающими ящиками, то величина разрежения по ходу движения сетки должна возрастать не менее чем на 0,5кПа. Начальное разрежение задаётся технологами в зависимости от ассортимента вырабатываемой продукции.

$l_{\text{м.я}}$ – ширина рабочей зоны «мокрого» отсасывающего ящика, м;

$B_{\text{п}}$ – ширина полотна в сеточной части, м (формула 7);

$k_{\text{пер}}$ – коэффициент перфорации. Величина коэффициента перфорации для «мокрых» отсасывающих ящиков – 0,45÷0,55 (45÷55 %);

$f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения по поверхности «мокрого» отсасывающего ящика. В отечественной промышленности покрытия изготавливались в основном из полиэтилена. Зарубежные производители используют также керамические материалы (см. п. 5.2);

n – количество ящиков с одинаковым разрежением.

После определения всех потерь на трение на всех «мокрых» отсасывающих ящиках все усилия на преодоление трения суммируются.

5.5. Определение усилий на преодоление трения сетки по поверхности «сухих» отсасывающих ящиков

На рис. 19 изображён чертёж отсасывающего ящика с одной зоной отсоса, а на рис. 24 изображены отсасывающие ящики с двумя, тремя зонами отсоса и криволинейный отсасывающий «башмак». Отсасывающие ящики, или, как их называют, «сухие» отсасывающие ящики, служат для дальнейшего обезвоживания волокнистой суспензии в отсасывающей зоне сеточного стола, характеризующейся прососом воздуха через слой волокнистой суспензии.

Усилие для преодоления трения сетки по поверхности «сухого» отсасывающего ящика определяется из следующего выражения:



а



б



в

Рис 24. Отсасывающие ящики: а - криволинейный отсасывающий «башмак»; б, в - отсасывающие ящики с двумя и тремя зонами отсоса

$$Q_{\text{м.я}} = p_{\text{о.я.ср}} \cdot l_{\text{о.я}} \cdot V_{\text{п}} \cdot k_{\text{пер}} \cdot f_{\text{тр}} \cdot n, \text{ кН}, \quad (63)$$

где $p_{\text{о.я.ср}}$ – среднее разрежение в «сухих» отсасывающих ящиках, кПа ($\text{кН}/\text{м}^2$). Величина разрежения в «сухих» отсасывающих ящиках, в зависимости от ассортимента вырабатываемой продукции, определяется из выражения для каждого ящика в отдельности [8],

$$p_i = p_{\text{max}} \cdot e^{-\kappa(z-1)}, \text{ м. вод. ст. (кПа)}, \quad (64)$$

где p_{\max} – максимальное разрежение в последнем отсасывающем ящике, м.вод.ст. (кПа);

χ – постоянный коэффициент, зависящий от ассортимента вырабатываемой продукции;

z – номер отсасывающего ящика. Отсчёт ведётся от последнего ящика.

$l_{o,y}$ – ширина рабочей зоны «сухого» отсасывающего ящика, м;

$B_{п}$ – ширина полотна в сеточной части, м (формула 7);

$k_{пер}$ – коэффициент перфорации. Величина коэффициента перфорации для «сухих» отсасывающих ящиков – $0,3 \div 0,36$ ($30 \div 36$ %);

n – количество «сухих» отсасывающих ящиков

$f_{тр}$ – коэффициент трения по поверхности «сухого» отсасывающего ящика. В отечественной промышленности покрытия изготовлялись в основном из карбида кремния. В настоящее время – в основном из керамики. Зарубежные производители используют также керамические материалы.

Среднее значение разрежения можно определить по формуле

$$p_{o,y.c.p.} = \frac{\sum_1^n p_i}{n}. \quad (65)$$

При определении разрежения в каждом отсасывающем ящике отдельно и усилий на преодоление потерь от трения сетки по поверхности отсасывающих ящиков все усилия суммируются, и среднее разрежение определять не требуется.

5.6. Определение усилий на преодоление потерь от трения в подшипниках гауч-вала и потерь от трения уплотнений отсасывающей камеры по внутренней поверхности рубашки.

При работе гауч-вала во вращение приводится только приводная цапфа вместе с рубашкой. На подшипники гауч-вала действуют усилия от натяжения набегающей ветви сетки, сбегаящей ветви сетки, веса перфорированной рубашки, от разрежения в отсасывающих зонах и от прижима уплотнений отсасывающих зон к внутренней стороне рубашки. Величина натяжения набегающей ветви численно равна сумме всех усилий необходимых для преодоления трения, начиная с подшипников грудного вала. Эта величина получена расчетным путём в предыдущих разделах.

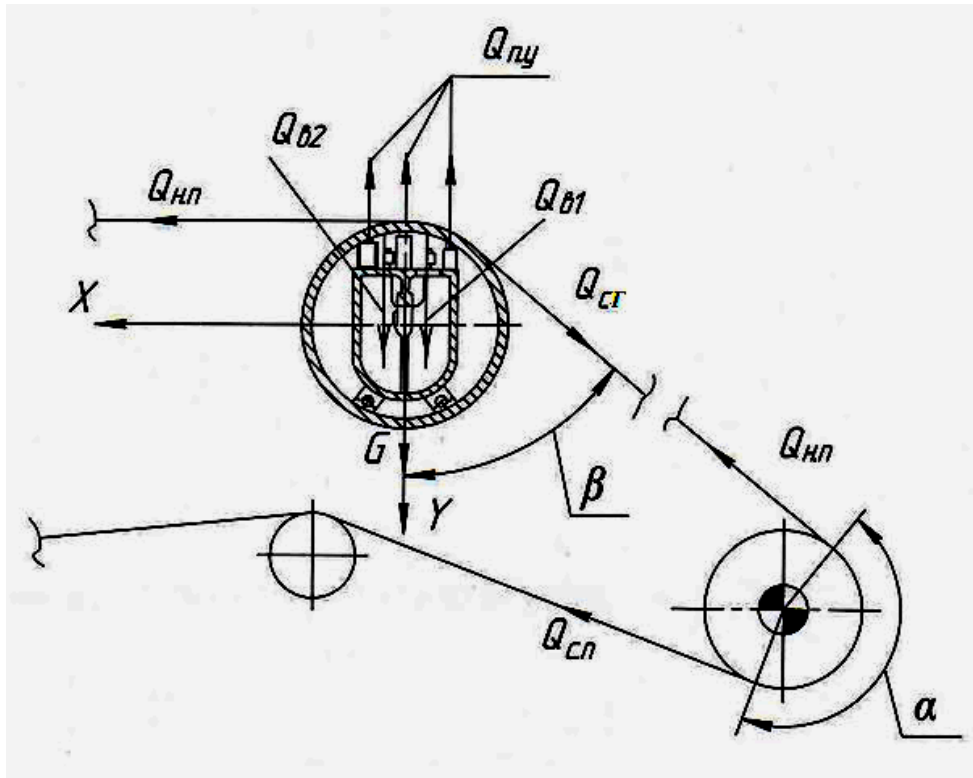


Рис. 25. Фрагмент сеточной части

Суммарная нагрузка, приложенная к рубашке гауч – вала определяется из схемы рисунок 25:

$Q_{нп}$ – натяжение сетки перед гауч – валом, кН;

Q_{ny} – усилие от давления продольных и поперечных уплотнений отсасывающей камеры на внутреннюю поверхность рубашки вала, кН;

$Q_{в1}, Q_{в2}$ – нагрузки от разрезания в первой и второй зонах отсоса гауч – вала, приложенные к рубашке, кН;

G – вес рубашки гауч – вала, кН;

$Q_{сп}$ – натяжение сходящей ветви после поворотного вала, кН;

$Q_{нп} = Q_{сг}$ – натяжение сбегающей ветви сетки гауч – вала, кН;

α, β – соответственно, угол охвата сеткой приводного сеткоповоротного вала и угол между сбегающей ветвью гауч – вала и осью ординат, °.

Необходимое натяжение сетки задаётся на измерительном валике после поворотного вала перед первой натяжкой. Поскольку гауч – вал и поворотный вал являются приводными, то натяжение сетки между ними можно определить из выражения [4]

$$Q_{\text{нп}} = Q_{\text{сп}} \cdot e^{\mu\alpha}, \quad (66)$$

где α – угол охвата сеткой поворотного вала, рад;

μ – коэффициент трения сетки по покрытию поворотного вала.

При расчётах можно использовать нагрузки, отнесённые к ширине сетки (сукна в прессовой части), с теми же самыми индексами

$$q_{\text{нп}} = \frac{Q_{\text{нп}}}{b_{\text{сет}}}, \quad \text{кН/м}, \quad (67)$$

где $b_{\text{сет}}$ – ширина сетки, м;
откуда

$$q_{\text{нп}} = q_{\text{сп}} \cdot e^{\mu\alpha}. \quad (68)$$

Для определения суммарного усилия, действующего на рубашку гауч-вала, проецируем все силы на оси координат:

$$Q_x = Q_{\text{нг}} - Q_{\text{сг}} \cdot \sin \beta; \quad (69)$$

$$Q_y = G + Q_{\text{в1}} + Q_{\text{в2}} + Q_{\text{сг}} \cdot \cos \beta - Q_{\text{пу}}; \quad (70)$$

$$Q = \sqrt{Q_x^2 + Q_y^2}. \quad (71)$$

Угол, определяющий направление суммарной нагрузки:

$$\gamma = \arccos \frac{Q_y}{Q}. \quad (72)$$

$$Q_{\text{в1}} = p_{\text{в1}} \cdot F_1 = p_{\text{в1}} \cdot a_{\text{в1}} \cdot b_{\text{в1}}, \quad \text{кН}; \quad (73)$$

$$Q_{\text{в2}} = p_{\text{в2}} \cdot F_2 = p_{\text{в2}} \cdot a_{\text{в2}} \cdot b_{\text{в2}}, \quad \text{кН}, \quad (74)$$

где $p_{\text{в1}}, p_{\text{в2}}$ – разрежение в отсасывающих камерах, кПа;

$a_{в1}, b_{в1}, a_{в2}, b_{в2}$ – продольная длина зон отсоса первой и второй камер и их ширина, м. Ширина зоны отсоса определяется по хорде.

Давление от продольных и поперечных уплотнений

$$Q_{пр.у} = p \cdot F, \text{ кН}, \quad (75)$$

где p – удельное давление между уплотнениями и внутренней поверхностью перфорированной рубашки, кПа (кН/м^2).

Принимаем удельное давление – 50 кПа.

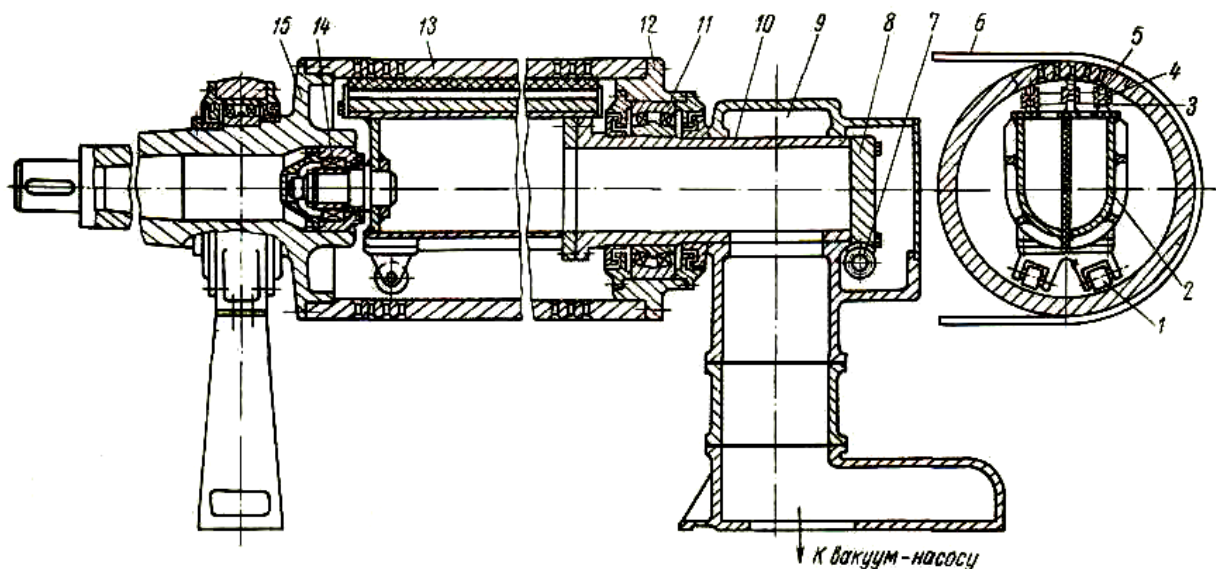


Рис.26. Двухкамерный гауч-вал: 1- обрешиненные ролики; 2 – вакуумная камера; 3 – резиновая пневмокамера для прижима уплотнений к рубашке; 4 – стальная рамка для установки уплотнений; 5 – графитовые уплотнения; 6 – сетка; 7 – червяк; 8 – сектор червячной пары; 9 – канал для удаления мокровоздушной смеси; 10 – полая цапфа; 11 – подшипник; 12 – крышка; 13 – перфорированная вращающаяся рубашка; 14 – подшипник, удерживающий отсасывающую камеру в приводной цапфе; 15 – приводная цапфа

Площадь соприкосновения уплотнений с рубашкой гауч-вала с двумя зонами отсоса (рис.26) определяется из следующего выражения:

$$F = (a_{\text{ш}} + 2 \cdot a_y + 2 \cdot a_{\text{поп}}) \cdot (b_{\text{пр}} + b_{\text{поп}}) \cdot (1 - k), \text{ м}^2, \quad (76)$$

где $a_{\text{ш}}$ – ширина широкого продольного уплотнения, м, $a_{\text{ш}} = 0,054$ м;

a_y – ширина узкого продольного уплотнения, м, $a_y = 0,024$ м;

$a_{\text{поп}}$ – ширина поперечных уплотнений, м, $a_{\text{поп}} = 0,024$ м;

$b_{\text{пр}}$ – длина продольных уплотнений, м;

$b_{\text{поп}}$ – длина поперечных уплотнений, м;

k – коэффициент перфорации рубашки отсасывающего вала

$$k = \frac{F_{\text{ж}}}{F_{\text{об}}}, \quad (77)$$

где $F_{\text{ж}}$ – площадь живого сечения вала без учёта зенковки, т.е. площадь отверстий в прямоугольнике, м^2 (рис.27). Приблизённо площадь живого сечения без зенковки составляет 20÷25 % от площади поверхности цилиндра, т.е. коэффициент перфорации составляет 0,2÷0,25; (см. стр. 50)

$F_{\text{об}}$ – общая площадь прямоугольника, м (см. стр. 51).

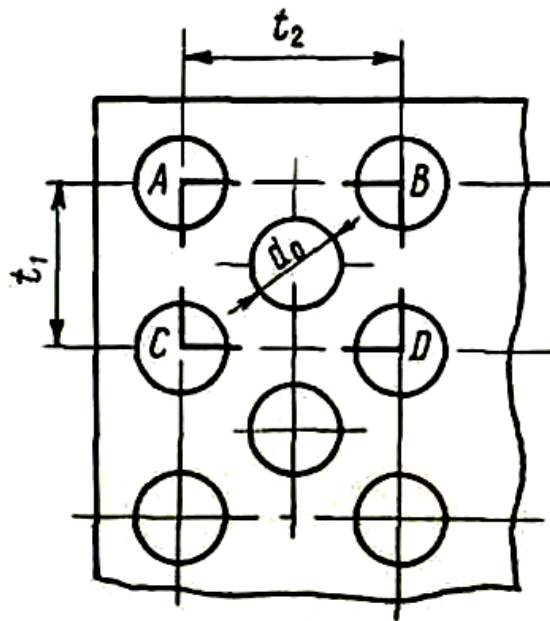


Рис.27. Вариант разметки перфорации гауч-вала

Усилие от преодоления потерь на трение в результате прижима уплотнений отсасывающей камеры к внутренней поверхности рубашки гауч-вала определяется из выражения

$$Q_{у.тр} = Q_{пр.у} \cdot f_{тр.у}, \quad \text{кН.} \quad (78)$$

Суммарное усилие для определения мощности необходимое для работы сеточной части складывается из всех усилий необходимых для преодоления потерь на трение, где они имеют место.

6. Расчёт гауч-вала

По конструкции гауч-валы могут быть ячейковые (на очень старых одноэтажных машинах), однокамерные (с одной зоной отсоса) и двухкамерные (с двумя зонами отсоса).

Применение однокамерных и двухкамерных валов в основном зависит от наличия в конструкции сеточной части поворотного вала. При наличии в конструкции поворотного вала всегда используются двухкамерные валы, а при отсутствии – используются однокамерные валы. Однокамерные валы и ячейковые валы используются на очень старых машинах со скоростями до 160 м/мин, как правило, с ручной заправкой полотна бумаги или картона. У большинства современных гауч – валов перфорированные рубашки изготавливаются из нержавеющей стали, путём центробежного литья (сталь 08Х12НДЛ). Очень редко используются для изготовления трубы из нержавеющей стали. Бронзу можно встретить только на старых низкоскоростных машинах.

Многие зарубежные фирмы облицовывают перфорированные рубашки гауч - валов.

Отсасывающие валы прессовой части всегда облицованы.

Расчёт отсасывающих валов сводится к расчёту на прочность и жёсткость перфорированной рубашки, а также проверке подшипниковых узлов на долговечность. На современных БДМ и КДМ, как правило, гауч – вал крепится подшипниковыми опорами к продольным балкам сеточного стола и при смене сетки вывешивается вместе с консольной частью.

Отсасывающие валы (многокамерные) прессовой части комбинированного типа крепятся к станинам или к кронштейнам, соединённым со станинами.

Условие прочности для рубашек отсасывающих валов:

$$\sigma_{\text{изг}} \leq \frac{[\sigma_{-1}]_D}{[n]}, \quad (79)$$

где $[n]$ – запас прочности в опасном сечении от предела выносливости следует принимать не менее 2,5 (при значительных нагрузках на вал);

$[\sigma_{-1}]_D$ – допускаемый предел выносливости рубашки вала в ослабленном сечении [4]:

$$[\sigma_{-1}]_D = \frac{\sigma_{-1}}{(k_{\sigma})_D}, \quad (80)$$

где $(k_{\sigma})_D$ – коэффициент концентрации напряжений [4]

$$(k_{\sigma})_D = \frac{k_{\sigma} + k_{\sigma}^n - 1}{\varepsilon_{\sigma}}, \quad (81)$$

где k_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений от перфорации, $k_{\sigma} = 2,05$;

k_{σ}^n – коэффициент, учитывающий нарезание резьбы под обрешивку – 1,96 (если имеет место облицовка);

ε_{σ} – масштабный фактор зависит от толщины рубашки вала – 0,85.

Для стали 10X12НДЛ $\sigma_{-1} = 260$ МПа.

Для стали 08X12НДЛ $\sigma_{-1} = 240$ МПа.

Расчётное напряжение определяется по формуле (25)

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{изг.макс}}}{W_p},$$

где максимальный изгибающий момент определяется по формуле [6]

$$M_{\text{изг.макс}} = q \cdot b_p \left(\frac{L}{4} - \frac{b_p}{8} \right), \quad (82)$$

где q – суммарная нагрузка, приложенная к рубашке вала, кН/м (кг/см);
 L , b_p – соответственно, расстояние по осям подшипников и длина рабочей части вала, м (см);

W_p - момент сопротивления цилиндра рубашки, м³,

$$W_p = \frac{2I}{D}, \quad (83)$$

где I – наименьший момент сопротивления рубашки отсасывающего вала в наиболее опасном сечении, м⁴;

D – диаметр рубашки вала по металлу, м.

С достаточной точностью наименьший момент инерции можно определить из выражения [6]

$$I = I_{ц} \cdot \frac{\pi D - n d_0}{\pi D}, \quad (84)$$

$$I_{ц} = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4), \quad (85)$$

где $I_{ц}$ - момент инерции цилиндра без учёта отверстий;

D – наружный диаметр рубашки, м;

d – внутренний диаметр рубашки, м;

d_0 – диаметр отверстий перфорации, м;

n – число отверстий в поперечном сечении цилиндра, соответственно одному полному обороту спирали

$$n = \frac{\pi D}{t_1}, \quad (86)$$

где t_1 – шаг отверстий по длине окружности, м

$$F_{ж} = \frac{2\pi d_0^2}{4}, \quad (87)$$

d_0 – диаметр отверстий без зенковки, м;

$F_{об}$ – общая площадь прямоугольника, м (рис.27)

$$F_{об} = t_1 t_2, \quad (88)$$

Где t_1 и t_2 – соответственно, расстояния между отверстиями по дуге окружности в поперечном сечении цилиндра и по его образующей, м (рис.28).

При расположении отверстий по двум спиралям в диаметральной сечении по образующей вала, формула для определения коэффициента живого сечения примет следующий вид (рис.28) [6]:

$$k = \frac{\pi d_0^2}{4} \cdot \frac{\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2}{t_1 \cdot t_2 \cdot \cos(\alpha_1 + \alpha_2)}. \quad (89)$$

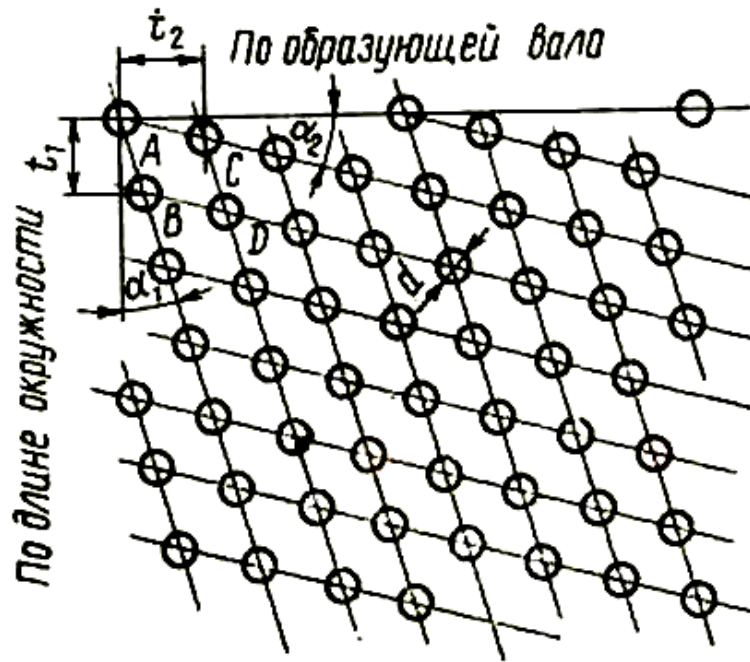


Рис. 28. Расположение отверстий по двум спиралям

6.1. Определение прогиба вала

Прогиб гауч-вала определяется из следующего выражения [6]:

$$f_{ст} = \frac{q \cdot b^3}{384EI} (12L - 7b), \quad (90)$$

В расчёте прогиба вала при определении суммарной нагрузки – Q (q) вместо веса рубашки вала – G вставить в формулу **полный** вес вала – G_в.

E – модуль упругости рубашки, для стали – 210000 МПа.

6.2. Расчёт вала на критическое число оборотов

$$\omega_{кр.} = \sqrt{\frac{g}{f_{ст}}}, \text{ 1/с}, \quad (91)$$

где f_{ст.} – общий прогиб вала, м.

Во избежание явления резонанса $\omega_{раб} < (0,6 - 0,8) \omega_{кр}$

Библиографический список

1. Р 50-83-88. Рекомендации. Расчёты и испытания на прочность. Расчёты на прочность валов и осей. – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1989.- 71 с.
2. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчёт на прочность деталей машин: справочник. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя. В 3х т. М.: Машиностроение, 2008.
4. Бумагоделательные и картоноделательные машины /под ред. В.С. Курова, Н.Н. Кокушина – СПб.: Изд-во Политех. ун-та, 2011.- 598 с.
5. Оборудование целлюлозно-бумажного производства. Т.2. Бумагоделательные машины /под ред. В.А. Чичаева – М.: Лесная промышленность, 1981.- 264 с.
6. Эйдлин И.Я. Бумагоделательные и отделочные машины. – М.: Лесная промышленность, 1970. – 624 с.
7. Шульман Г.З., Александров А.В., Андреев А.Г. Расчёт напускных устройств бумаго-картоноделательных машин: учебное пособие /СПбГТУРП. – СПб. – 2010.- 48 с.
8. Швецов Ю.Н., Кугушев И.Д., Слуцкий А. Е. Расчёт обезвоживания в отсасывающей части бумаго- и картоноделательных машин: учебное пособие/ СПбГТУРП. – СПб. – 1993. – 106 с.