

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ТЕКИСТИЛЬНОЙ И ЛЕГКОЙ  
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

*на правах рукописи*

УДК 621.01

ХАИТОВ ГУЛОМ ОЧИЛОВИЧ

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧИХ ОРГАНОВ И МЕХАНИЗМОВ  
ПИТАТЕЛЕЙ ХЛОПКА

Специальность: 5А320302 - «Машиноведение»

**ДИ С С Е Р Т А Ц И Я**

Представленного на соискание академической степени магистра

Научный руководитель:  
к. т. н, доц. Дж.Ю.Мирахмедов

Ташкент-2013

	ОБЩЕ ВЫВОДЫ.....ОГЛАВЛЕНИЕ.....	73
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	74
	ПРИЛОЖЕНИЕ.....	78
<b>I</b>	<b>АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ КОНСТРУКЦИЙ ПИТАТЕЛЕЙ ХЛОПКА.....</b>	<b>6</b>
1	Питающие валики .....	10
2	Колковый барабан.....	17
3	Сороотводящая сетка.....	27
4	Выводы по разделу.....	31
<b>II</b>	<b>ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПИТАТЕЛЯ ХЛОПКА.....</b>	<b>32</b>
1	Повышение равномерности подачи хлопка-сырца в питателях к очистительным машинам.....	32
2	Влияние случайного сопротивления на угловую скорость барабана очистителя хлопка.....	35
3	Условия захвата летучки хлопка лопастями питателя.....	38
4	Анализ работы питающих валиков с волнистыми лопастями	42
5	Выводы по разделу.....	46
<b>III</b>	<b>АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПИТАТЕЛЯ С ХЛОПКОМ.....</b>	<b>47</b>
1	Обоснование и выбор факторов для включения в план эксперимента.....	48
2	Оптимизация параметров питателя.....	54
3	Изучение влияния конструктивных параметров питателя на неравномерность питания.....	65
4	Выводы по разделу.....	67
<b>IV</b>	<b>ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТ .....</b>	<b>68</b>

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы.** В Республики Узбекистан важное развитие получил хлопкоперерабатываемая промышленность [1,2]. При этом важнейшей задачей отрасли является повышение конкурентоспособности выпускаемой продукции, как на внутреннем, так и на внешнем рынке. Но, наряду с этим немаловажны снижение себестоимости и повышение выхода выпускаемой продукции [1].

В настоящее время требуется значительное увеличение эффективности производства, т.е. коренного улучшения качества хлопкового волокна, максимального снижения его потерь и непроизводительных затрат электроэнергии, простоев оборудования [2].

Используемые на производстве очистительные машины не обеспечивают необходимый эффект очистки хлопка. Кроме того для достижения требуемой очистительной эффективности увеличивают кратность воздействия рабочих органов на хлопок-сырец, что может привести к значительным повреждениям волокна и семян хлопка, увеличению суммы пороков. В существующих машинах используются питатели включающие питающие валиках колковые рабочие органы и сетчатая поверхность под ним. Для увеличения эффекта очистки хлопка от мелкого сора необходимо активизировать взаимодействие комков барабана на хлопок-сырец, а также оснащать сороотводящую сетку активизирующими очистку элементами. Высокочастотные взаимодействия колков с хлопком, а также увеличение встряхивающих способностей сетчатой поверхности является, одним из основных направлений совершенствования конструкций рабочих органов очистителей хлопка, от мелкого сора. Благодаря этому способу можно отделить мелкие сорные примеси глубоко внедренные в волокна летучки хлопка.

Поэтому разработка и обоснование параметров высокоэффективной конструкции питателя хлопка обеспечивающая значительное увеличение эффекта очистки хлопка, снижению поврежденности волокон и семян хлопка, приводящая и максимальному сохранению природных свойств хлопка волокна является актуальной задачей для хлопкоочистительной промышленности.

**Цель и задачи исследования.** Основной целью работы является разработка новой высокоэффективной конструкции питателя хлопка и обоснование параметров рабочих органов на основе исследований.

В задачи исследований входят:

- на основе обзора исследований и конструктивных особенностей питателя хлопка разработать высокоэффективную конструкцию питателя
- изучить конструкции питающих валиков колкового барабана и сетку;
- аналитическими методом определить закономерности изменения равномерности питателя очистителя при хлопком;
- аналитическим методом решить задачу определения угловой скорости  $\omega$  при случайной форме возмущения;
- изучить угловые захваты летучка хлопка лопастями валиков питателя;
- анализировать работу питающих валиков с волокнистыми лопастями анализировать экспериментальные данные питателя. Определить технико-экономические показатели, питателя с новыми рабочими органами,

**Научная новизна работы** заключается в следующем;

- Получена формула для определения, коэффициента неравномерности питателя;
- получены графики изменения неравномерности питателя;
- получена формула для определения коэффициента трения хлопка по поверхности лопастей валика питателя;

• на основе полнофакторного эксперимента выявлены оптимальные значения параметров

-диаметр  $D=0,144$  м;

-зазор между питающими валиками  $l=0,08$  м;

-глубина впадины между лопастями  $h=0,028$  м;

**Объект исследования.** Объектом исследования является питатель хлопка.

**Методы исследований.** Теоретические исследования приводились на основе методов математического анализа, теоретической механики, теории колебаний, механики машин, первичной обработки хлопка. Экспериментальные исследования приводились с использованием методов тензометрирования, планирования экспериментов, математической статистики с широким применением компьютерных технологий.

**Научная и практическая значимость результатов исследования.** Разработана новая эффективная конструкция питателя хлопка, исследованиями обоснованы основные параметры.

**Опубликованность результатов.** По материалам диссертационной работы опубликовано 2 статьи.

**Структура и объем диссертации.** Работа состоит из введения, 4 глав, выводов и рекомендаций, которые изложены на 78 страницах машинописного текста, включающего 26 рисунка, 12 таблиц, списка литературы из 43 наименований и приложений.

## **1. АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ КОНСТРУКЦИЙ ПИТАТЕЛЕЙ ХЛОПКА**

Питатели машин первичной обработки хлопка в основном выполняют следующие функции:

- равномерная подача хлопка;
- очистка хлопка от сорных примесей;
- разрыхление хлопка на отдельные части (летучка, колок и др.).

Следует отметить что, технологические требования, предъявляемые к питателям очистителей хлопка-сырца и к питателям джина, несколько различаются, то и подходы к решению задачи были разные. Одним из первых исследователей процесса питания хлопкоочистительных машин была работа [1], в котором изучена работа лопастных питающих валиков и сделан анализ взаимодействия элементов питания с волокнистым материалом. Полученные уравнения позволили определить параметры питающих валиков и развиваемую силу распора при прохождении между ними продукта. Одним Основным недостатком этой работы является то, что в ней не учитывается упругая деформация хлопка, а также заполнение межлопастного пространства хлопком-сырцом.

В работе [2], развита это геометрическое исследование по определению конструктивных параметров питающих систем, заключающееся в определении оптимального числа лопастей питающего валика, вывела уравнение, отражающее взаимосвязь геометрических параметров валиков и объёмной плотности продукта в межлопаственном пространстве с производительностью питателя. Полученные теоретические выражения справедливы лишь при малых углах захвата хлопка питающими валиками. В этой работе теоретическое определение оптимального числа лопастей производилась для постоянного радиуса питающих валиков, таким образом был упущен из вида один из очень интересных способов регулировки производительности. В экспериментальном плане впервые была применена киносъёмка для

изучения процесса питания, но трактовка этих киносъемок из-за небольшой начальной плотности хлопка-сырца (высота слоя 150-200 мм) несколько неверна. В работе утверждается, что хлопок-сырец в межлопастном пространстве зажимается и разделяется лопастями на отдельные порции.

В работе [3], изучен процесс питания с дополнительными рыхлительными валиками, установленными подачи существующей системы питания и питания с дополнительными питающими валиками использована развертка положения подаваемого материала на поверхность ленточного транспортера, а за критерий выбрал отношение площади ленты, перекрытой материалом, к общей площади рассматриваемого участка. Расстояние от питающих валиков до поверхности транспортера было значительным и поэтому хлопок-сырец, прошедший межлопастное пространство, из-за отсутствия колкового барабана собирается в комки, а когда вес комков превышает силу сцепления хлопка, происходит отрыв, и комки подаются на транспортер. В работе [23] проведен теоретический анализ механики процесса взаимодействия питающих валиков со слоем хлопка, рассмотрена геометрическая картина процесса и определен число лопастей, деформирующих слой, а также рассчитана суммарная деформация для произвольного положения питающих валиков. Однако при этом, не учитываются волокнистые связи между слоями за счет долек, летучки которых находятся в соседних слоях (рассматривалась только сила трения между слоями).

В работе [5] уточнялась величина зазора между колково-пильчатым барабаном и питающими валиками. Установлено, что уменьшение зазора до 10 мм приводит к интенсивному порокообразованию, росту дробленности семян. Рекомендован мягкий режим, достигаемый снижением динамических характеристик устройства и увеличением разводки до 25 мм. Эти рекомендации отвергаются Расуловым А. [6], изучившего питатели для валичного джина. Это не удивительно, потому

что требования к питателю валичного джина существенно отличается от требований к очистителям хлопка-сырца. Питатель валичного джина завершает технологическую цепочку подготовки хлопка-сырца к волокнуотделению и тем самым определяет состояние хлопка-сырца, подаваемого в зону джинирования. При этом, наряду с главным требованием, предъявляемым к питателям равномерностью подачи хлопка-сырца, предъявляются еще и дополнительные требования -очистки и в последнее время разрыхление хлопка-сырца, разделение его на отдельные летучки, что способствует улучшению процесса джинирования.

В работе Корабельникова Р.В. [7] показано, что на производительность джина влияет равномерность подачи летучек в зону джинирования, которая в основном определяется работой питающих валиков. Работе очистительной секции посвящено большое количество как экспериментальных, так и теоретических работ, где изучалась конструкция и оптимальная скорость колковых и колково-пильчатых барабанов, ударные импульсы, воспринимаемые летучками [8, 9, 10]

Это теоретическое исследование процесса очистки базировалось на взаимодействии одиночной летучки с рабочими органами очистителя. Они не отражали реальной картины в сложившемся многократном продукте, т.к. он содержит наибольшее количество одиночных частиц хлопка-сырца (летучек), тогда как основная масса его находится в виде взаимосвязанных структурных частиц. В работе [11] в результате исследований центрального взаимодействия колка с одной летучкой и частицей, состоящей из 2-х летучек, выявлено, что сила удара колка о летучку хлопка-сырца зависит от скорости соударения, массы частицы хлопка-сырца и ее упругих свойств. Рассмотрена модель нецентрального удара колка по летучке как одна из причин заглушивания хлопка-сырца и предложен колок с плоской передней гранью. В приведенных выше работах при изучении очистительной секции питателя работа колкового барабана изучалась в отрыве от работы питающих валиков, тогда как они

вместе образуют растаскивающую пару, параметры которой влияют на размер и качество структурных частиц, подающихся а джин.

В последние исследованиями [12-15] установлено, что одним из путей снижения порокообразования в волокне является сохранение долек хлопка-сырца в природном виде до валочного джина, а непосредственно перед джином разделение этих долек на мелкие структурные частицы с их очисткой.

В работах [16, 17] рассмотрено разделение хлопка-сырца применительно к действиям валичного джинирования. С целью полного разделения структурных частиц хлопка на летучки ими предложена конструкция разделителя долек тонковолокнистого хлопка на летучки обладающая хорошей разделительной способностью, однако жесткий режим работы разделителя и высокая скорость приемного барабана может привести к увеличению поврежденности семян и наличию свободного волокна в хлопке-сырце после питателя. Кроме того, в этих работах не дается конкретной рекомендации по структурному составу хлопка, необходимому для процесса джинирования.

Анализ исследований по совершенствованию конструкций питателей хлопка показывает, что до сего времени в достаточной степени не изучены технология и конструктивные особенности и режимы движения рабочих органов питателей хлопка.

Основными направлениями совершенствования конструкций и работы питателей хлопка является: обосновать режимы движения каждого элемента питателя; увеличить трения питающих лопастей; с подаваемым хлопком; разработать колковый барабан и соротводящую сетку с активизирующими элементами; обеспечить переменный режимы вращения барабана и др.

## 1.1 Анализ конструкций питающих валиков

Используемые в настоящее время в хлопкоочистительной промышленности конструкции питателей, состоящие из пары питающих валиков представлена на рисунке 2., выполнение вышеуказанных требований не обеспечивают [7]. Поэтому предложен ряд новых конструкций питателей хлопкоочистительных машин.

Была разработана конструкция питающих валиков с наклонными лопастями (рис. 1.2), повышающая равномерность питания в 1,5-2 раза [18]. Но эта конструкция питающих валиков увеличивает неравномерность загрузки рабочих органов по длине машины, вследствие осевого перемещения продукта.

Другие конструкции питателей отличаются введением дополнительных органов, способствующих увеличению разрыхлённое™ хлопка-сырца [19]. При этом после обычных питающих валиков введена дополнительная пара колковых валиков, которая совместно с питающими образует зону растаскивания продукта (рис. 1.3). При испытаниях такой питатель показал более высокий (на 8-10%) очистительный эффект в очистителях крупного сора ЧХ-3М [20].

В разделителе долек хлопка на летучки (рис. 1.4), согласно работы [21], использованы два питающих дисковых валика и приёмный зубчато-дисковый барабан. Недостатком этого питателя является повышение повреждённости семян и появление свободного волокна.

В современных хлопкоочистительных машинах США [22, 23] применяется в основном схема питания, аналогичная отечественным. Например, в валичных джинах «Ротобар» фирмы «Континенталь/Мосс-Гордин» применяются питатели по конструкции, подобные питателям джинов ДВ (рис. 1.5). Другая американская фирма «Муррей» не применяет волокноочистку, а в своих джинах усиливает хлопка-сырца, используя в качестве питателей колосниково-пильчатые питатели-очистители.

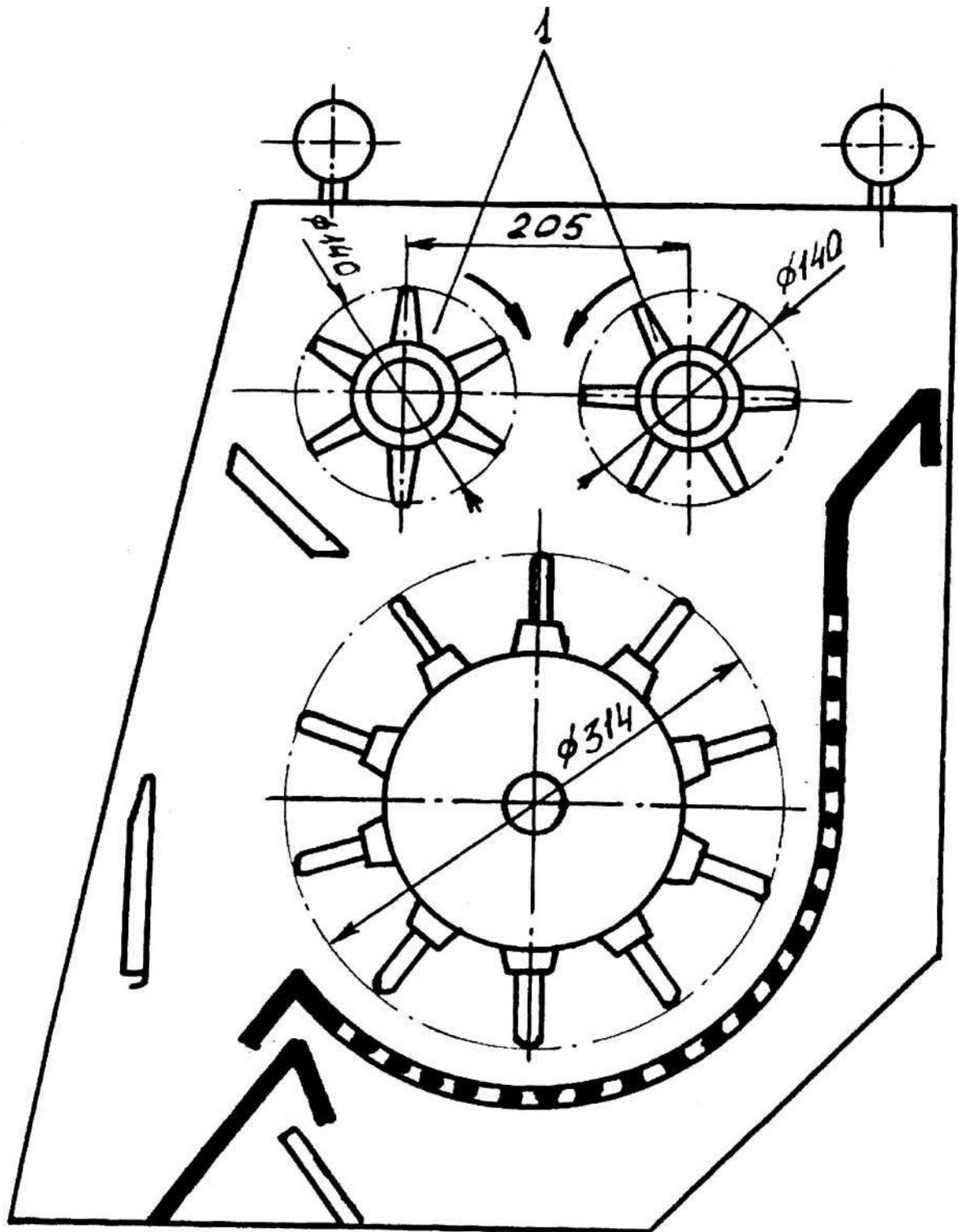


Рис. 1.1. Питатель хлопкоочистительной машины

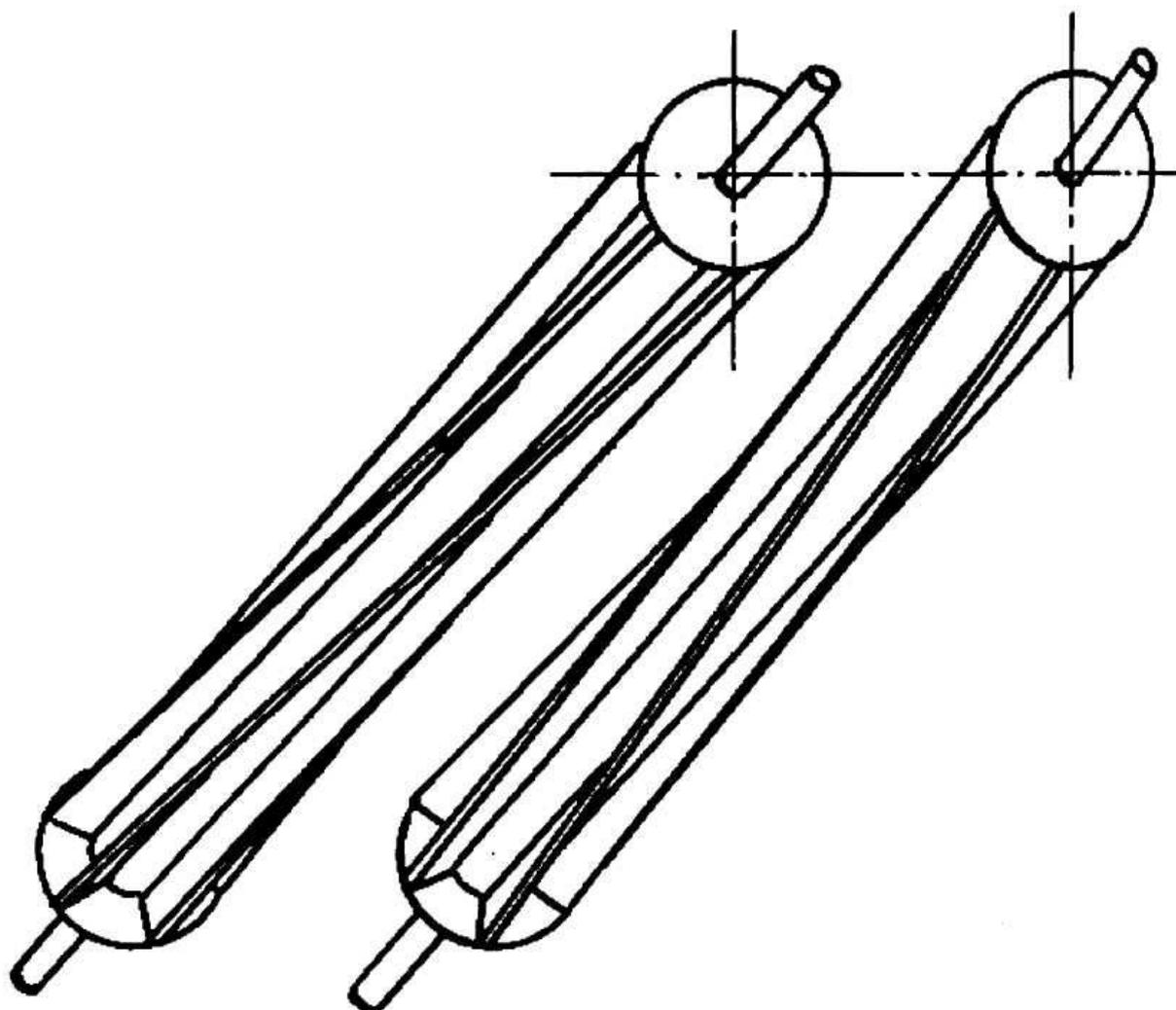


Рис. 1.2. Питающие валики с наклонными лопастями

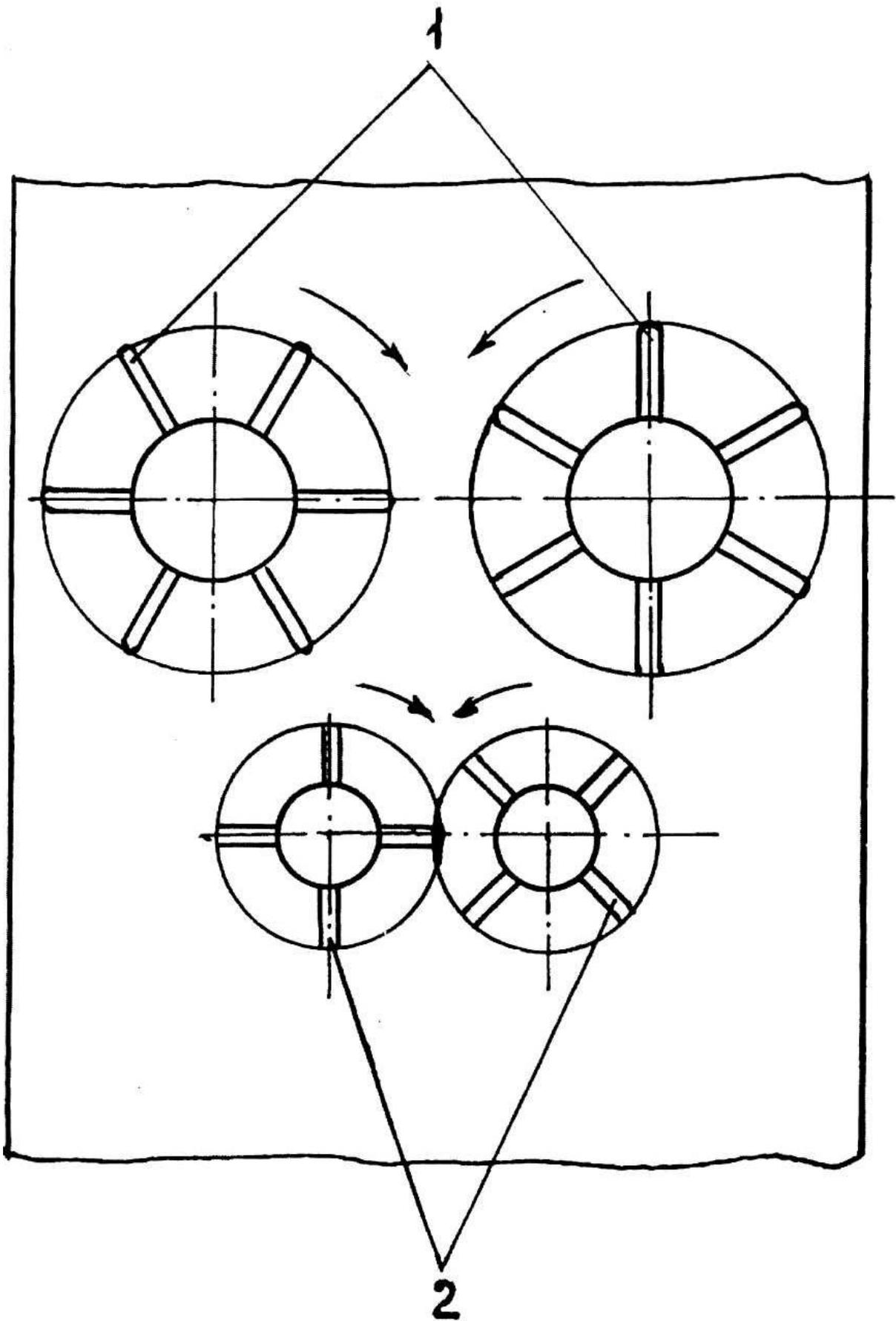


Рис. 1.3. Способ питания машины с образованием зоны вытягивания и рыхления хлопка-сырца

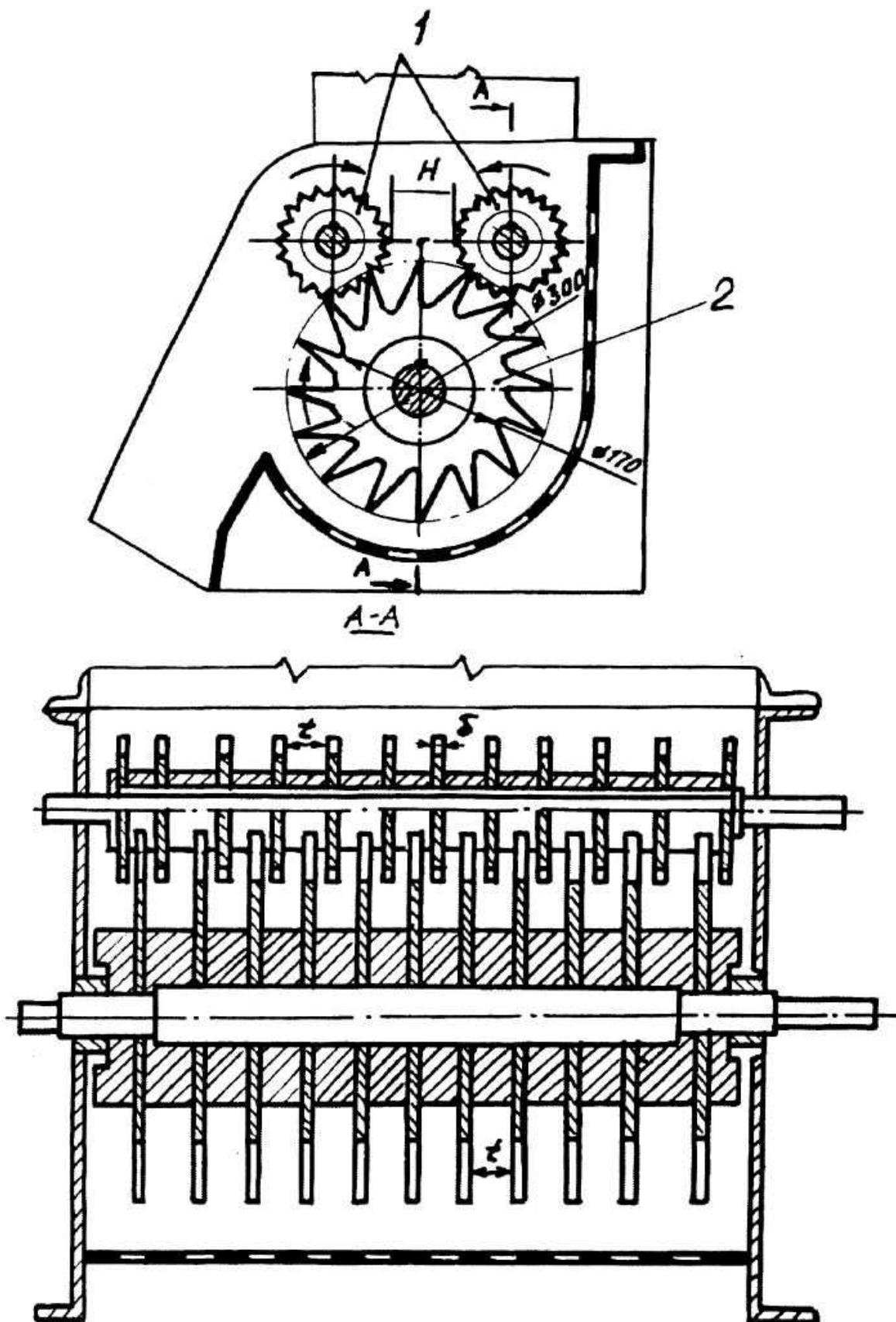


Рис. 1.4. Питатель с зубчатыми дисками валиков и барабана

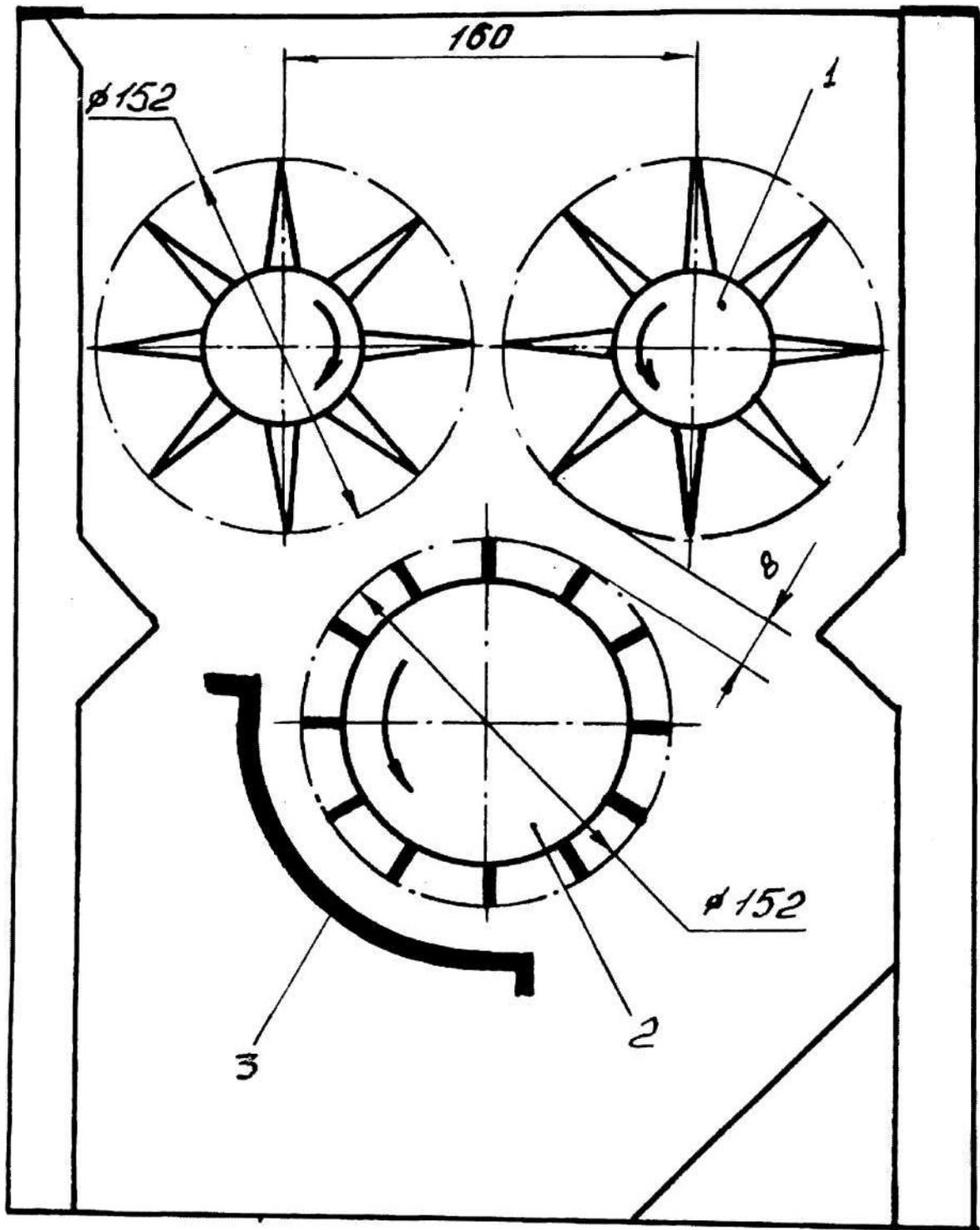


Рис. 1.5. Питатель валичного джина «Ротобар»

С целью увеличения равномерности питания хлопком хлопкоочистительных машин нами разработана новая конструкция питателя [24]. На чертеже изображен рекомендуемый питатель, где на рис. 1.6 (а) общая схема питателя, (б) схема расположения пластин на поверхностях питающих валиков (вид А на рис. 1.6. (а)).

Питатель содержит рабочий барабан 1 с колками, расположенную под ним сетчатую поверхность 2, питающие валики 3 с прерывистыми лопастями в виде пластин 4 с синусоидальными рабочими поверхностями и загрузочное окно 5.

Устройство работает следующим образом. Волокнистый материал через загрузочное окно 5 поступает на пластины 4 питающих валиков 3. Вращение валиков 3 передается материалу, который подается на рабочий барабан 1. Рабочий барабан 1 колками протаскивает волокнистый материал по сетчатой поверхности 2, через которую выпадают сорные примеси.

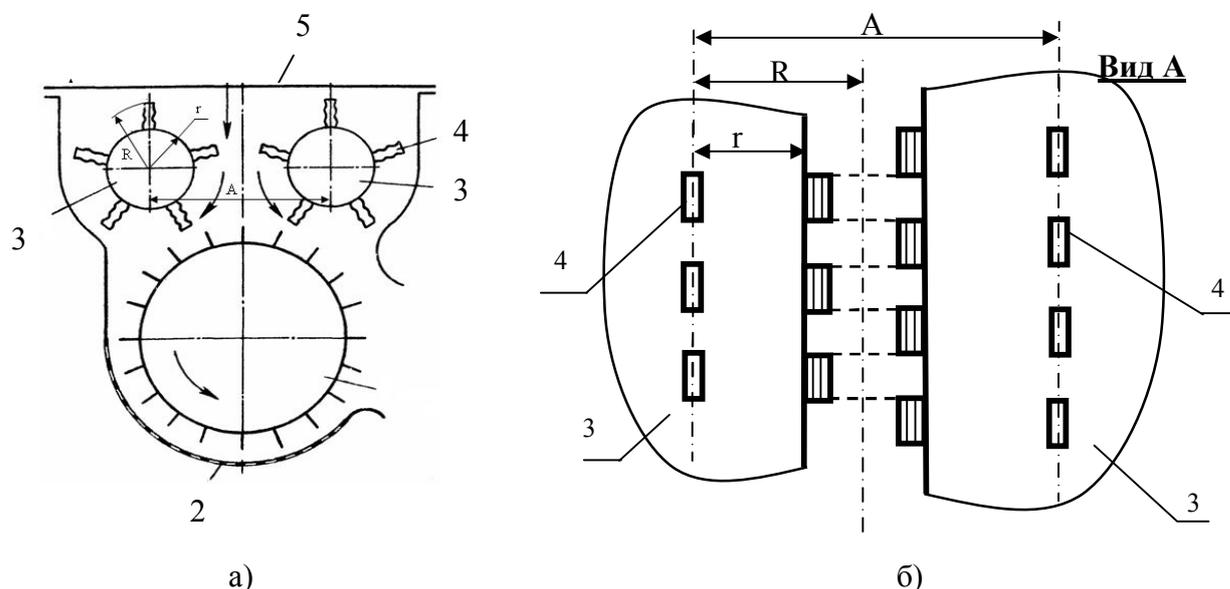


Рис. 1.6. Питатель к машинам для обработки волокнистого материала

где  $R$  – радиус питающих валиков по окружности выступов,  $r$  – радиус питающих валиков по окружности впадин лопастей,  $A$  – расстояние между центрами питающих валиков.

В процессе работы питателя волокнистый материал является сыпучим и гибким. Поэтому в процессе работы пластины 4 с короткой длиной обеспечивают необходимое удержание волокнистого материала в пространстве между питающими валиками 3. При этом каждая часть волокнистого материала будет под влиянием пластин 4 валиков 3 за счет шахматного расположения пластин 4 на поверхностях валиков 3, а также за счет взаимного расположения пластин 4.

При этом в горизонтальной плоскости проходящей через оси вращения питающих валиков 3 пластины 4 установлены таким образом, что напротив пластины 4 левого питающего валика 3 приходится междупластинчатая зона (впадина) правого питающего валика 3.

Предлагаемая конструкция питателя волокнистых материалов обеспечивает равномерное питание материала как по длине питателя, так и по времени.

## **1.2. Анализ конструкций колковых барабанов**

Колковым барабане очистителя колки каждого ряда установлены разными углами к соответствующему ряду радиальной плоскости с образованием концами колков каждого ряда синусоиды. На рис.1.9 изображен разработанный барабан очистителя хлопка-сырца с наклонными колками.

Сущность разработанного рабочего органа поясняется на рис. 1.18 а) вид с торца барабана; б) два смежных ряда колков по длине барабана; в) изображены варианты размещения колков относительно плоскости и сила действующие на хлопок.

Колковый барабан очистителя содержит цилиндрическую обечайку 1 с колками 2 установленные под углом к соответствующей данному ряду радиальной плоскости с образованием концами колков синусоиды при этом колки 2 смежных рядов расположены под разными углами, при этом синусоиды 3 смежных рядов смещены например на четверть периода 3.

Рабочие орган очистителя работает следующим образом: рыхлительный барабан 1 захватывает хлопок-сырец и протаскивает по сетчатой поверхности с переменной скоростью. Так как колки 2 каждого ряда установлены под углом к соответствующей радиальной плоскости протаскивающая сила имеет разную величину. Установка колков 2 под разными углами барабана позволяет устранить монотонность воздействия на летучку или частицы хлопка-сырца путем создания условий для организованных ударных воздействий каждого колка барабан и частиц хлопка-сырца. При этом происходит интенсивный разрыв сил связи и освобождение сорных примесей от волокнистой массы, что в итоге приводит к повышению очистительного эффекта.

На рис. 1.9.в показано взаимодействие колка и летучки хлопка-сырца. Схема имеет следующие обозначения:  $P_{пр}$  - протаскивающей сила;  $P_{тр}$  - сила трения;  $P_{ц}$  - центробежная сила летучки;  $N$  - реакция о колка на летучку. Из схемы видно, что с изменением угла  $\gamma$  протаскивающая сила будет иметь разную величину. Причем наклон колков смежных рядов изменяется по синусоидальному закону.

Предложенная нами установка колков по синусоидальному закону приводит к тому, что протаскивающая сила  $P_{пр}=A\sin Kt$  будет изменяться по синусоидальному закону, а сила по частоте и по амплитуде будет различна, что устраняет монотонность обработки хлопка-сырца.

Разработанный колковый барабан очистителя хлопка-сырца позволяет значительно увеличить эффективность рыхления и очистки волокнистого материала от сорных примесей, особенно при вращении барабана с переменной угловой скоростью.

Нашей задачей является улучшение очистительного эффекта волокнистого материала путём обеспечения колебаний колков только верхней его части, а основание фактически колебается незначительно за счёт выполнения податливых оснований - упругих втулок в виде усеченного конуса, причём большой диаметр конуса вверху, а меньший

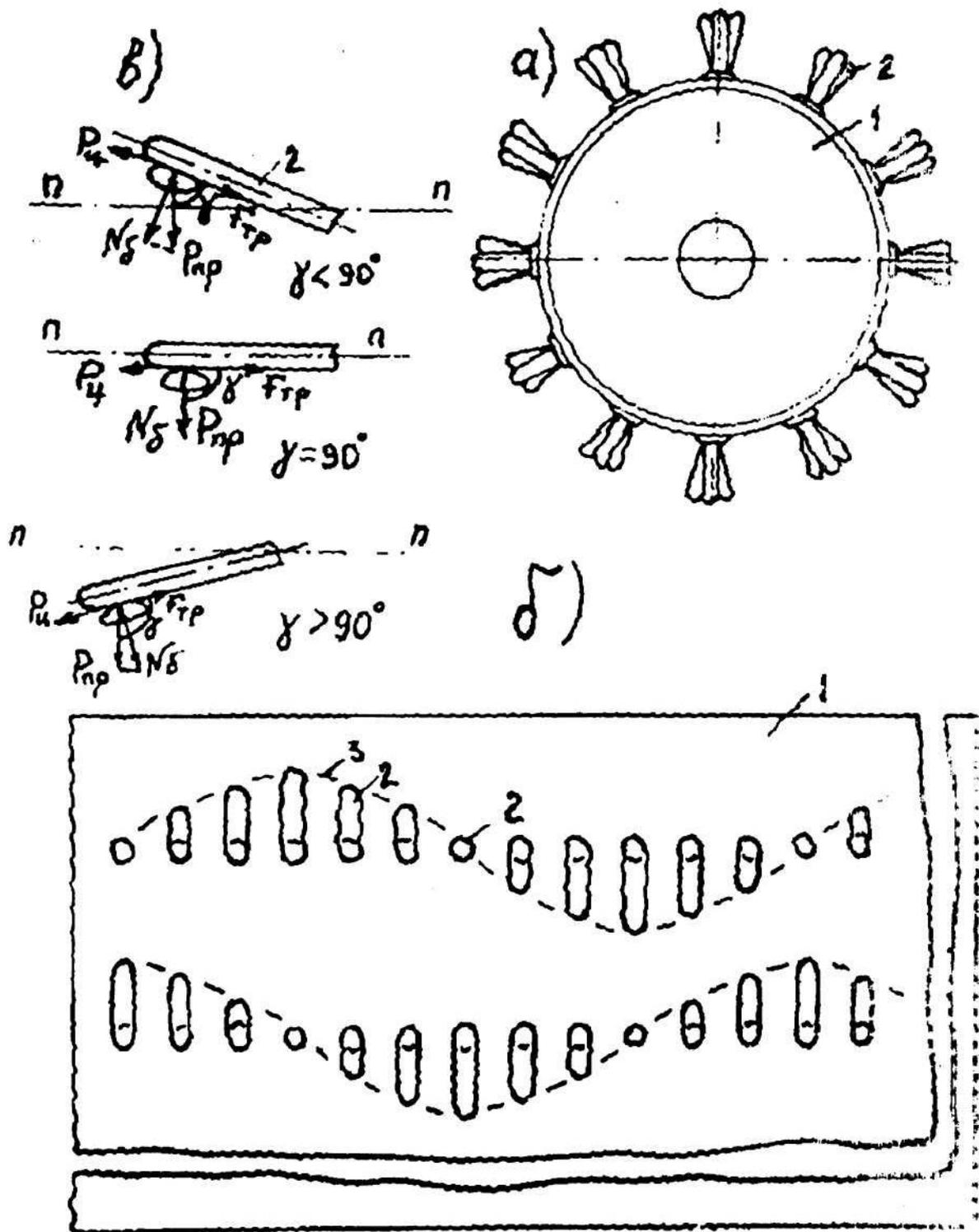


Рис. 1.9. Колковый барабан очистителя хлопка-сырца с наклонными колками.

Рис. 1.9.в (1) - наклон колка вверх относительно радиальной плоскости на угол  $\gamma < 90^\circ$  между  $P_{пр}$  - протаскивающей силой и силой трения. В схеме (2) угол  $\gamma = 90^\circ$ , а в схеме (3) угол  $\gamma$  больше  $90^\circ$ , т.е.  $\gamma > 90^\circ$

диаметр внизу (обратный усечённый корпус). Кроме того, для ликвидации монотонности взаимодействия колков с различной амплитудой и частотой, упругие втулки в виде усечённого конуса выполнены эксцентричными (смещение оси внутреннего отверстия втулки относительно оси установки втулки в отверстие барабана). При этом положении величины смещения соседних колков по окружности барабана выбирается в зависимости от количества рядов колков на барабане. В каждом ряду эксцентриситеты (смещения осей) соседних упругих втулок с колками также сдвинуты по фазе, зависящей от количества колков в каждом ряду. При таком наполнении рыхлительного барабана значительно повышается очистительный эффект.

Сущность предлагаемой конструкции поясняется схемой, приведённой на рис. 1.10, где на фиг.1 - схема установки колка на барабане, в разрезе на фиг.2 - часть развёртки поверхности барабана со схемой расположения упругих втулок.

Рыхлительный барабан очистителя волокнистого материала содержит цилиндрическую обечайку (барабан) 1 и установленные в нём колки 2 рядами посредством упругих втулок 3 и крепежные скобы 4. Упругие втулки 3 выполнены в форме обратного усеченного конуса, причём ось отверстия в упругих втулках 3 смещена на расстояние  $\Delta$  (эксцентриситет) от основной оси втулки 3. Кроме того, эти смещения в соседних втулках 3 по ряду (продольные, параллельные оси вращения барабана 1) сдвинуты по фазе на угол  $\alpha_1$ , а по окружности барабана 1 смещения  $\Delta$  в соседних упругих втулках сдвинуты по фазе на угол  $\varphi_1$  (см. фиг.2). Угол сдвига  $\varphi_1$  зависит от количества колковых рядов в барабане и определяется из выражения

$$\varphi_1 = \frac{2\pi}{n}$$

где  $n$  - количество колковых рядов.

Угол сдвига  $\alpha_1$  зависит от количества колков 2 в каждом ряду и определяется из выражения

$$\alpha = \frac{2\pi}{K}$$

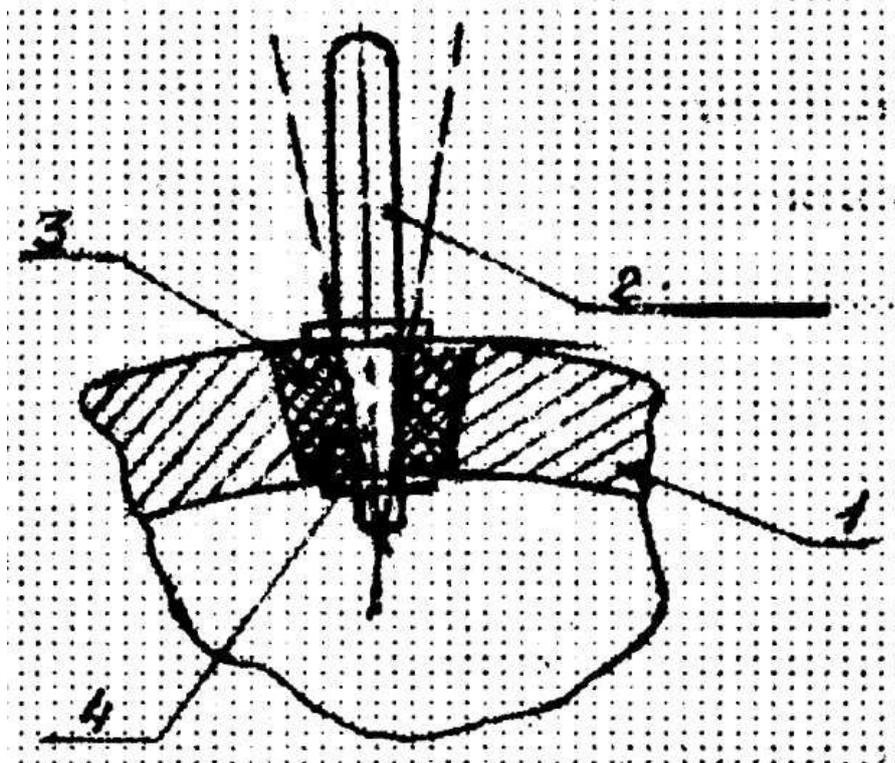
где  $K$  - количество колков в ряду.

Определение угла сдвига  $\alpha_1$  осуществляется, как показано на фиг.2,  $ab//a_1b_1$  и  $\alpha_1 = (a_1b_1; cd)$ .

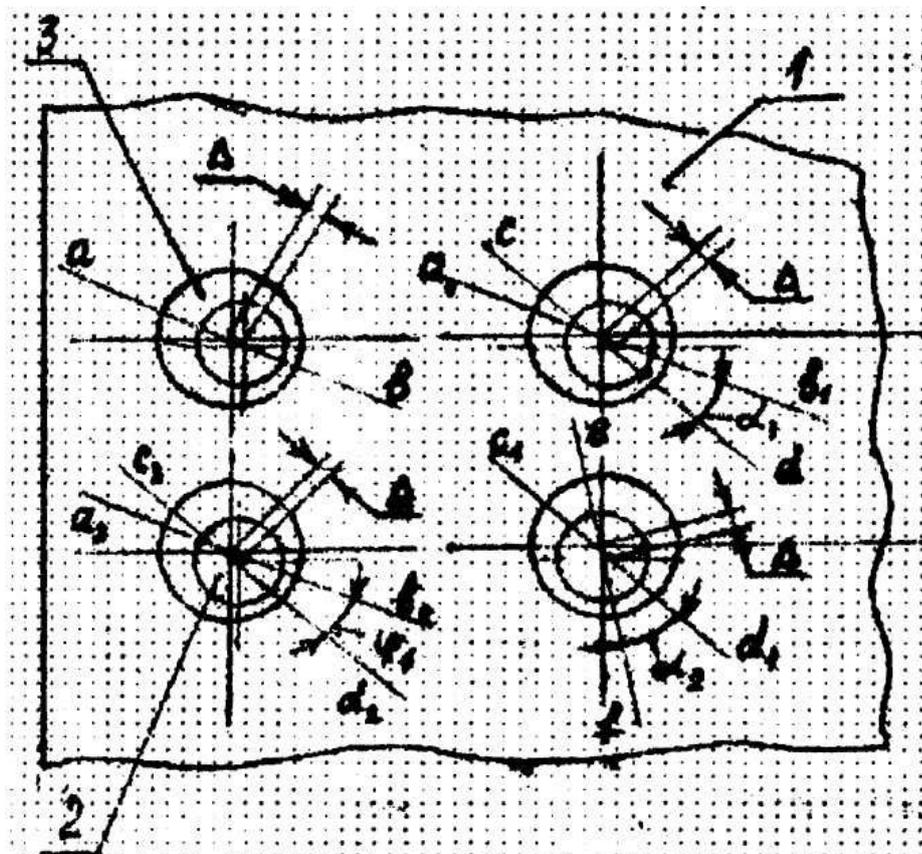
Определение угла сдвига  $\varphi_1$  осуществляется, как показано на фиг.2  $ab//a_2b_2$  и  $\varphi_1 = (a_2b_2; c_2d_2)/$

В процессе работы при вращении барабана 1, колки 2 (см. фиг. 1), захватывая волокнистый материал, протаскивают их к рабочей зоне (сетчатая поверхность на рис. Не показана). При взаимодействии колка 2 с хлопко-сырцом происходят колебания с необходимой амплитудой и частотой верхней части колка 2, а его основание колеблется незначительно (на фиг.1 условно пунктиром показано колебание оси колка 1). Такое угловое колебание колка 2 не позволяет большому изменению технологических зазоров между колками 2 и сетчатой поверхностью. Кроме того, осевые смещения оси отверстия и основной оси упругих втулок 3 на величину  $\Delta$  (эксцентриситет), а также их фазовые сдвиги соседних упругих втулок 3 как по окружности барабана 1, так и по продольному ряду приводят к колебаниям колков 2 с различной частотой и амплитудой. При колебании колков 2 протаскивается хлопок по сетчатой поверхности (на рис. не показано) и колки 2 циклически с различной импульсивной силой действует на него, при котором эффективно будут выделяться сорные примеси.

Импульсивные силы воздействия на хлопок со стороны колеблющихся колков 1 будут меняться как по ходу вращения барабана 1, так и в радиальном за счёт величины эксцентриситета  $\Delta$  и их фазовых сдвигов -  $\alpha_1$  и  $\varphi_1$ . При этом хлопок подвергается импульсивному воздействию со стороны колков 2, изменяющейся как по амплитуде, так и по частоте, способствующей эффективному выделению сора из хлопка.



Фиг.1



Фиг.2

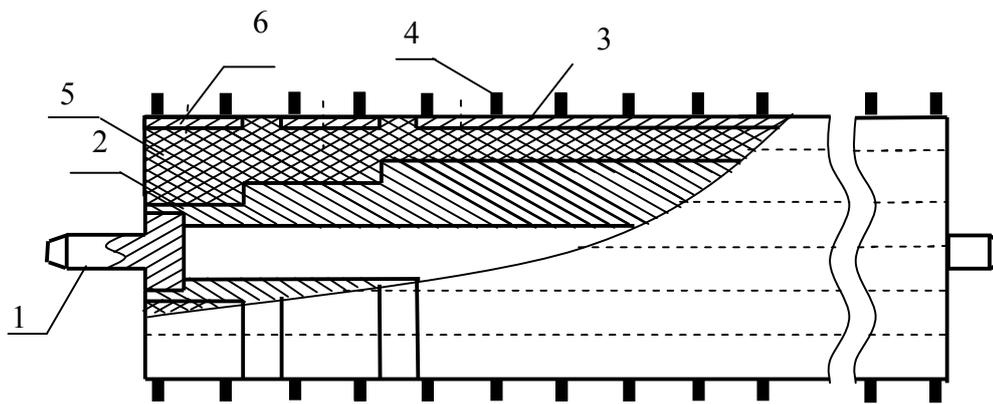
Рис. 1.10. Рыхлительный барабан очистителя волокнистого материала.

Величина эксцентриситета  $\Delta$  упругой втулки 3 зависит от ее материала и размера семени и в практическом плане выбирается в пределах 2,0.. 5,0 мм. Сдвиг по фазе величины  $\Delta$  упругой втулки 3 по окружности барабана 1 выбирается в пределах (для существующих машин)  $\varphi_1=30^\circ \dots 90^\circ$ , а по ряду колков 2 на барабане 1 (в радиальном направлении) сдвиг  $\alpha_1=5^\circ \dots 25^\circ$ .

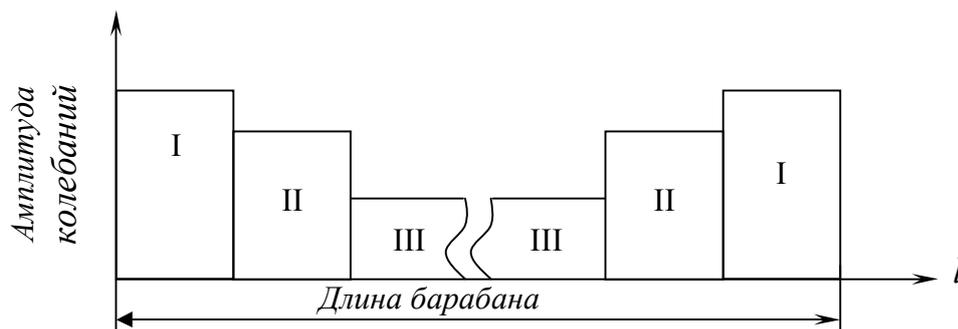
Рыхлительный барабан состоит из внутреннего и наружного цилиндров, причем внутренний цилиндр выполнен с максимальным диаметром в середине и имеет ступенчатые переходы с меньшими диаметрами, а наружный цилиндр выполнен секционным соответствующие ступенькам внутреннего цилиндра, а между цилиндрами и секциями наружного цилиндра установлен упругий элемент из резины имеющий сложную форму соответствующей формам цилиндров.

При этом под средней секцией наружного цилиндра толщина упругого элемента будет наименьшим и поэтому амплитуда крутильных колебаний колков в данной секции будет также наименьшим, но частота колебаний будет наибольшим. Соответственно под крайними секциями наружного цилиндра толщина упругого элемента будет наибольшим и амплитуда колебаний также будет наибольшим, позволяющий колкам и соответственно хлопок также будет подвергаться колебаниям с наибольшей амплитудой. Это в какой-то степени снижает трение между хлопком и боковыми стенками очистителя, а также интенсивному выделению сорных примесей. В совокупности различных колебаний секций рыхлительного барабана обеспечивается очистительный эффект по всей длине барабана. Количество секций и ступеньки выбраны так, чтобы в каждой секции установлены как минимум два круговых ряда колков.

Конструкция работает следующим образом: при вращении барабана, колки 4 взаимодействуют с хлопком-сырцом, захватывают и протаскивают их по сетчатой поверхности (на рис. не показано). При этом на колки 4 действуют силы сопротивления движению от хлопка-сырца. Из-за



Фиг.1



Фиг.2

Рис. .1.11. Рыхлительный барабан очистителя волокнистого материала

Сущность конструкции поясняется чертежами, (рис.1.11) где на фиг.1- общий вид рыхлительного барабана, на фиг.2- график изменения амплитуды колебаний колков барабана по его секциям. Конструкция барабана состоит из вала 1, закрепленного к нему ступенчатого внутреннего цилиндра 2, секций 3 с колками 4 наружного цилиндра, упругого элемента 5 (резина) и винтов крепления упругого основания под наружными цилиндрическими секциями 3, эти секции 3 с колками 4 совершают определенные колебания. Амплитуда и частота колебаний колков 4 зависят от толщины резины 5, массы секции 3, возмущающей силы от хлопка. В средней секции 3 упругий элемент 5 имеет наименьшую толщину и поэтому колки 4 данной секции 3 совершают колебания с наименьшей амплитудой (см.фиг.2, III), но с большой частотой. Здесь высокочастотные колебания колков 4 с наименьшей амплитудой позволяют эффективно выделению сорных примесей из хлопка. В

крайних секциях 3 упругий элемент 5 имеет наибольшую толщину и поэтому секция 3 с колками 4 совершают колебания с наибольшей амплитудой (см. фиг.2,1) и меньшей частотой. При этом протаскиваемый хлопок колками 4 крайних секций 3 подвергаются также колебаниям с большей амплитудой, тем самым снижают в какой-то степени торможения хлопка из-за трения о боковые стенки очистителя.

Известно, что колковый барабан в питателях хлопка-сырца выполняют две основные функции: прием и подача хлопка-сырца с достаточной разрыхленностью; очистка от мелких сорных примесей.

Эффективность рыхления и очистки хлопка-сырца в основном зависит от совершенности конструкций питающих валиков, колкового барабана, сетчатой поверхности, а также от режимов работы рабочих органов.

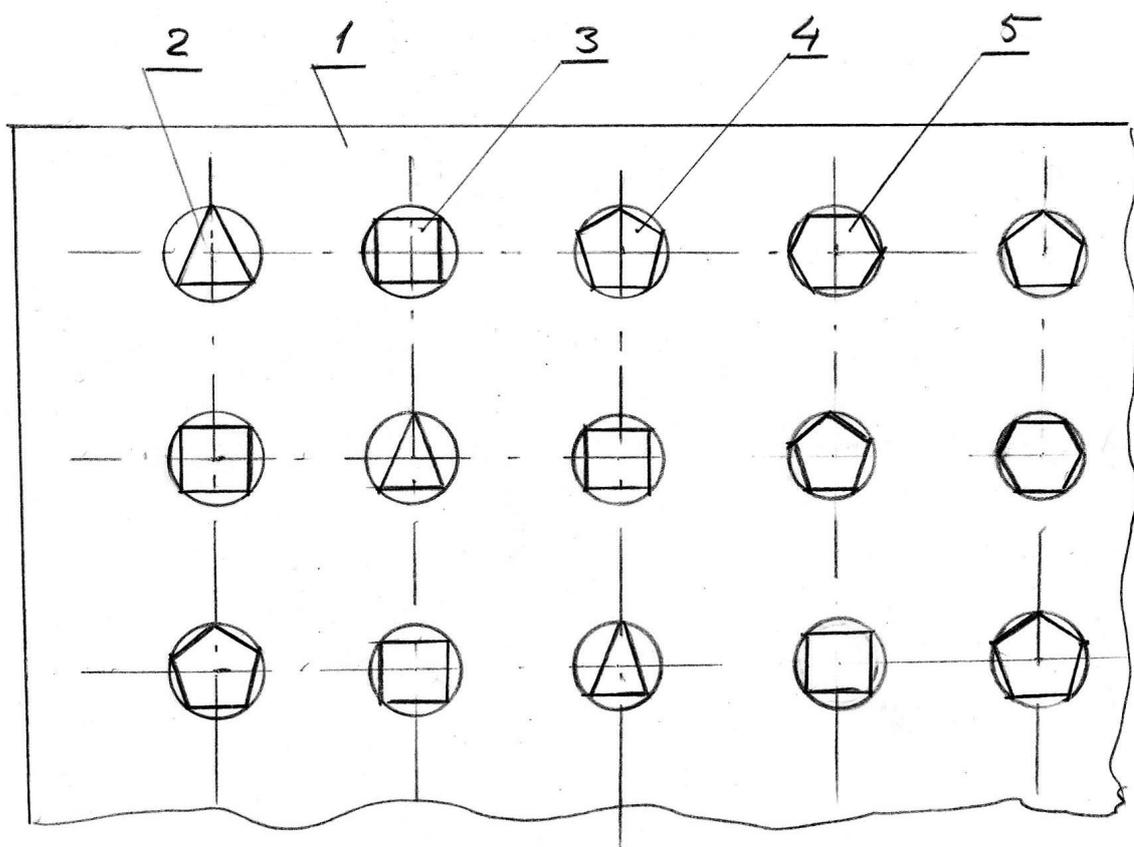


Рисунок 1.12- Фрагмент развертки рекомендуемого колкового барабана питателей хлопка-сырца.

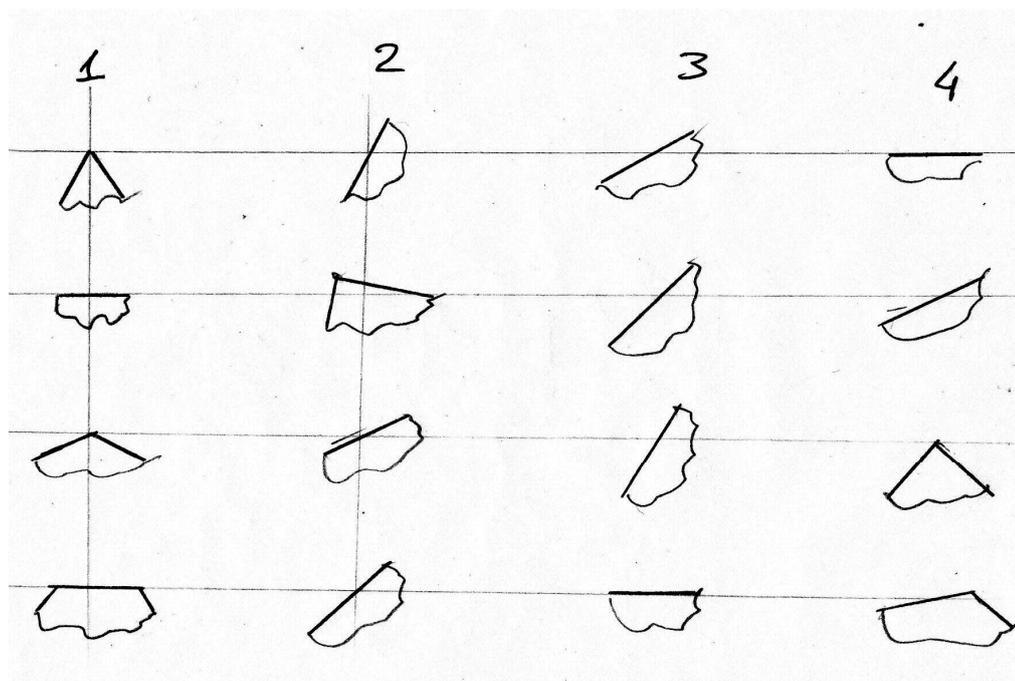


Рисунок 1.13- Варианты расположения многогранных колков по ходу вращения колкового барабана.

На рис. 1.12 приводится развертка (схематично) поверхности колкового барабана питателя хлопка-сырца.

Такая установка многогранных колков позволяет взаимодействовать с хлопком с различной импульсивной силой за счет изменения угла взаимодействия. При этом каждый колок может устанавливаться на поверхности барабана 1 (см. рисунок 1.12) с различным углом, то – есть они могут смещены по оси симметрии колков. На рисунке 1.13 представлены некоторые расположения рабочих граней колков барабана 1 по ходу его вращения. Изменяя последовательность граней колков можно подобрать оптимальный вариант, при котором обеспечивается максимальный эффект очистки хлопка-сырца от посторонних сорных примесей. На рисунке 1.12 приведены только 4 варианта. В принципе рекомендуемая конструкция позволяет необходимое рыхление и очистку хлопка-сырца в питателях.

Из рис. 1.12 видно, что в каждом ряду колков количество граней чередуется от 3-х до 6. Кроме того и по ходу вращения барабана гранность колков также установлены 3, 4, 5, 6, 5, 4, 3, .... (см. позиции 2, 3, 4, 5).

### 1.3. Особенности конструкций сороотводящих сетках

Сетчатые поверхности питателей хлопка (рис. 1.14) выполняют из плетеных стальных сеток, колосниковые и штампованные-из листовой стали с ячейками различной формы, чтобы создать необходимую площадь живого сечения сетки.

Разработана сетка, где на поверхности установлены дополнительные упругие элементы, соединённые с помощью заклёпок. Сущность разработанного рабочего органа очистителя волокнистого материала поясняется на рис.1.16. Очиститель волокнистого материала содержит корпус 1, рабочий барабан 2 с колками 3, размещённую под ним сороотводную поверхность 4 с отверстиями 5 и установленными над ними упругие пластинки 6, с шириной меньшей, чем ширина отверстия, и с длиной  $У$ . Пластинки 6 установлены на поверхности 4 на специальных выступах с помощью заклёпочных соединений по направлению вращения барабана 2. Пластинки 6 могут быть различной жёсткости или различной толщины.

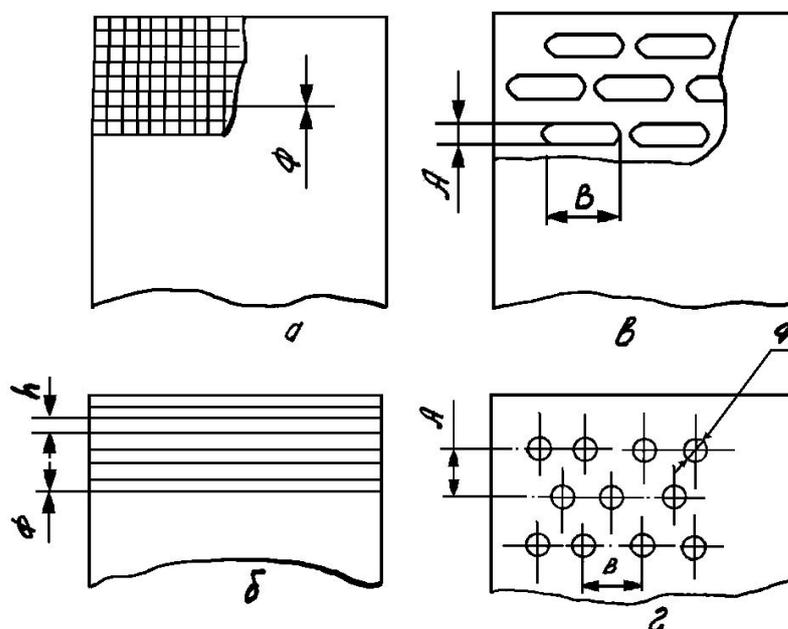


Рис. 1.14. Схема сетчатой поверхности:

*а*-из плетено-паяных стальных сеток; *б*-колосниковые; *в* и *г*-штампованные из листовой стали с ячейками различной формы

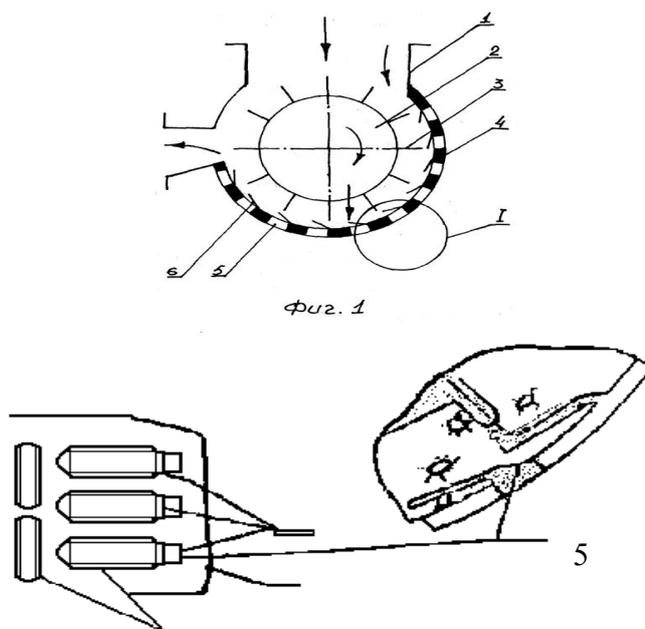


Рис. 1.15. Сороотводящая сетка (патент РУз № 984) (1 - корпус; 2 - колковый барабан; 3 - колки; 4 - сороотводящая поверхность; 5 - упругий элемент)

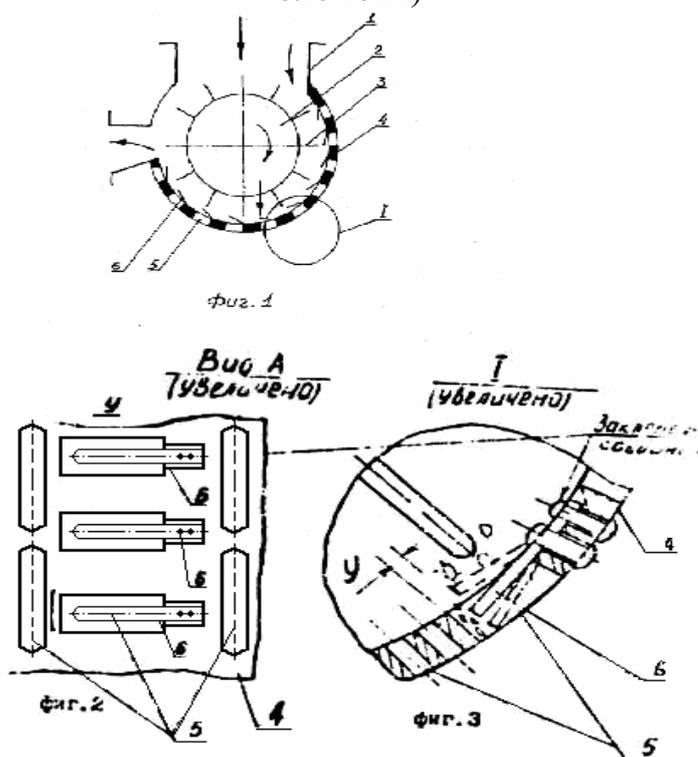


Рис 1.16. Очиститель волокнистого материала (1 - корпус; 2 - колковый барабан; 3 - колки; 4 - сороот-водная поверхность; 5 - отверстия; 6 - упругий элемент).

При работе очистителя хлопок-сырец поступает к рабочему барабану 2, колки 3 захватывают его и протаскивают по сетчатой поверхности 4. При этом хлопок в зоне действия рабочего барабана 2 ударяется

циклически по пластинкам 6, закреплённым к специальным выступам сороотводной поверхности 4 в виде консоли. Вследствие удара об упругие пластинки 6 волокнистый материал встряхивается, и это приводит к выделению из него сорных примесей, которые выпадают из отверстий 5, а затем выводятся из машины.

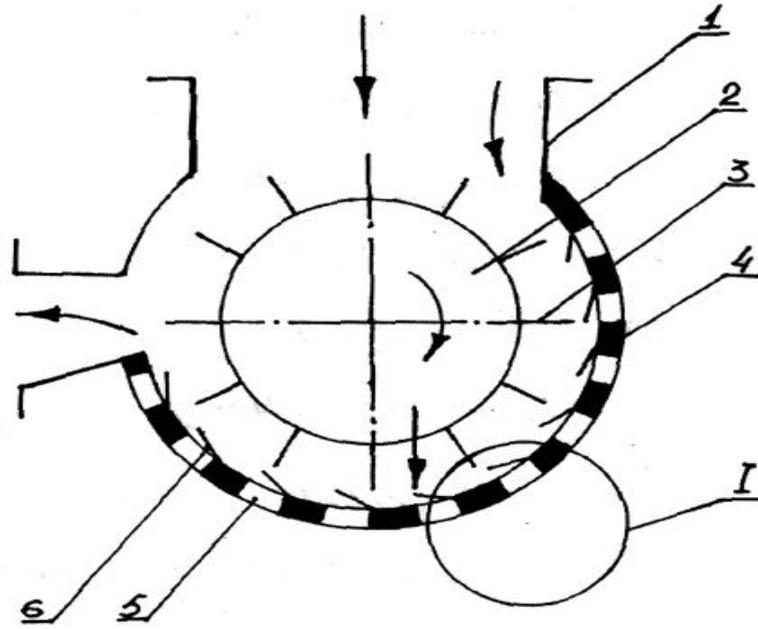
Упругую пластинку можно изготовить из стали 65Г, а зазор между колками и пластинками сделать не более размера семян хлопка. Кроме того для увеличения коэффициента живого сечения между пластинками по всей площади сетчатой поверхности просверливаются отверстия.

В целом предлагаемая конструкция сетки питателя джина позволяет увеличить очистительный эффект по сравнению с существующими конструкциями за счёт создания дополнительного встряхивающего воздействия упругих элементов циклического переменного характера на обрабатываемый материал, чем создаются условия для выделения мелких сорных примесей с различными коэффициентами сил сцепления с хлопком-сырцом. Практически регулируя с помощью тарированного графика можно получить различные законы изменения жёсткости упругих элементов каждой ячейки сетки.

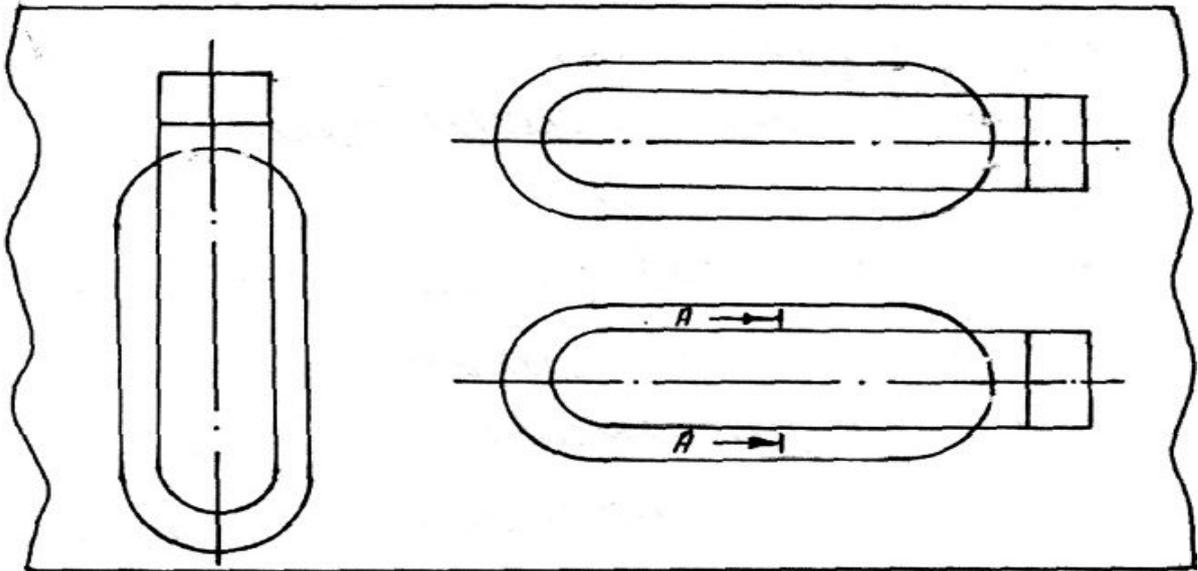
Далее еще совершенствуется конструкция сетки. Благодаря форме козырьков увеличивается выход сорных примесей, т.е. уменьшается перекрываемое место отверстий козырьками по длине и по ширине.

Сущность предлагаемого очистителя поясняется чертежом (см. рис. 1.17). где: на фиг. 1 изображен очиститель вид с боку, на фиг. 2-фрагмент сетчатой поверхности с козырьками, установленными над отверстиями.

Очиститель волокнистых материалов содержит, установленный в корпусе 1, рабочий барабан 2 с колками 3, размещенную под барабаном сороотводную поверхность-сетку 4, с окнами-отверстиями 5 и устанавливаемые над ними волокно встряхивающие козырьки с выпуклой формой.



фиг. 1



фиг. 2.

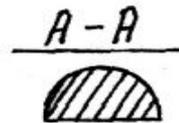


Рис. 1.17. Сороотводящая серка

#### **1.4. Выводы по разделу**

1. Проведен анализ исследований по совершенствованию питателей хлопка.

2. Изучены конструктивные особенности питающих валиков, колковых барабанов и сортоотводящих сеток питателей.

3. Рекомендованы перспективные схемы рабочих органов питателей хлопка.

## **2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПИТАТЕЛЯ ХЛОПКА**

### **2.1. Повышение равномерности подачи хлопка-сырца в питателях к очистительным машинам**

С целью увеличения равномерности питания хлопком хлопкоочистительных машин нами разработана новая конструкция питателя [27].

На чертеже изображен рекомендуемый питатель, где на рисунке 2.1. (а) общая схема питателя, (б) схема расположения пластин на поверхностях питающих валиков (вид А на рисунке 2.1. (а)).

Питатель содержит рабочий барабан 1 с колками, расположенную под ним сетчатую поверхность 2, питающие валики 3 с прерывистыми лопастями в виде пластин 4 с синусоидальными рабочими поверхностями и загрузочное окно 5.

Устройство работает следующим образом. Волокнистый материал через загрузочное окно 5 поступает на пластины 4 питающих валиков 3. Вращение валиков 3 передается материалу, который подается на рабочий барабан 1. Рабочий барабан 1 колками протаскивает волокнистый материал по сетчатой поверхности 2, через которую выпадают сорные примеси.

В процессе работы питателя волокнистый материал является сыпучим и гибким. Поэтому в процессе работы питателя пластины 4 с короткой длиной обеспечивают необходимое удержание волокнистого материала в пространстве между питающими валиками 3. При этом каждая часть волокнистого материала будет под влиянием пластин 4 валиков 3 за счет шахматного расположения пластин 4 на поверхностях валиков 3, а также за счет взаимного расположения пластин 4 питающих валиков 3. При этом в горизонтальной плоскости проходящей через оси вращения

питающих валиков 3 пластины 4 установлены таким образом, что напротив пластины 4 левого питающего валика 3 приходится междупластинчатая зона (впадина) правого питающего валика 3.

Предлагаемая конструкция питателя волокнистых материалов обеспечивает равномерное питание материала как по длине питателя, так и по времени.

Р.В. Корабельников и И.К. Хафизов определяли коэффициент неравномерности питания хлопком лопастными питающими валиками [28]. Графическая зависимость расхода подаваемого хлопка представлена на рисунке 2.2, аналитическая зависимость имеет вид

$$S(t) = S_{\min} + S_1 \quad (2.1)$$

Если приблизительно представим, что на рис. 2.1. криволинейная часть функции  $S(t)$  близка к форме синусоиды, то ее можно реализовать выражением [26].

$$S(t) = S_{\min} + (S_{\max} - S_{\min}) \left| \sin 2\alpha \cdot T_1 \right| \quad (2.2)$$

Коэффициент неравномерности питания одним валиком питателя согласно (2.2) определяется по формуле

$$\delta = \frac{2 \cdot (R - r)}{2 \cdot \left( \frac{A}{2} - R \right) + (R - r)} \quad (2.3)$$

где  $R$  – радиус питающих валиков по окружности выступов,  $r$  – радиус питающих валиков по окружности впадин лопастей,  $A$  – расстояние между центрами питающих валиков.

Выражение (2.17) выведено согласно [27] при симметричном расположении лопастей питающих валиков.

Для нашего случая, когда лопасти питающих валиков имеют прерывистую форму, то неравномерность питания определяется выражением

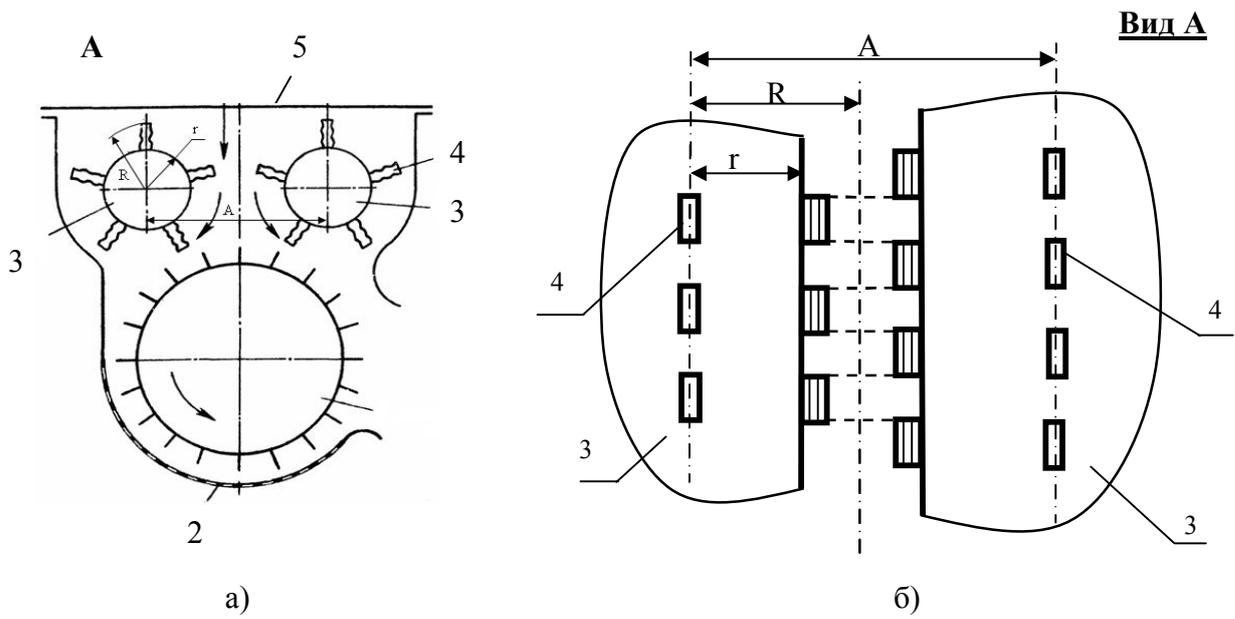


Рис. 2.1. Питатель к машинам для обработки волокнистого материала

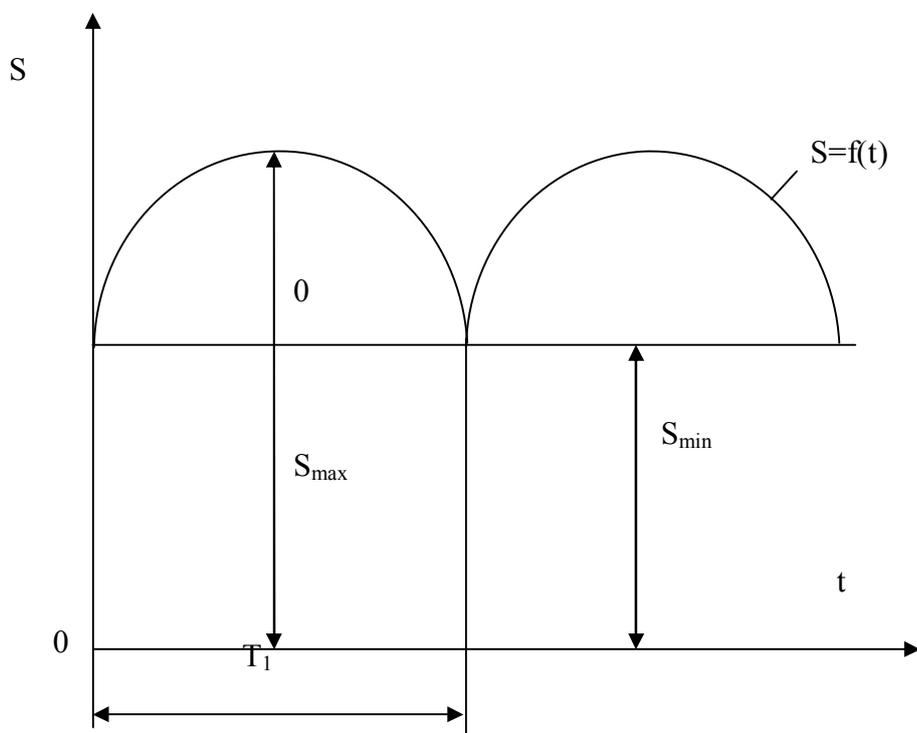


Рис. 2.2. График изменения расхода подаваемого хлопка питающим валиком в функции времени

$$S_1 = \frac{R - r}{A - r} \quad (2.4)$$

Для сравнения неравномерности питания существующих конструкций с предложенной приведены расчеты. Результаты исследований представлены в виде графиков, представленных на рис. 2.3. Из анализа графиков видно, что неравномерность питания хлопком в существующих питателях очень велика (при  $R=70$  мм,  $r=25$  мм,  $A=190$  мм) 0,95, а в рекомендуемом питателе 0,27. При этом следует отметить, что с увеличением зазора между питающими валиками неравномерность питания уменьшается за счет увеличения объема хлопка. Но, это уменьшение для рекомендуемого питателя в пределах  $\Delta = (50 \div 130)$  мм изменяется только на 30%. Это означает, что предлагаемая конструкция питателя обеспечивает равномерное питание при различной производительности машины.

## **2.2. Влияние случайного сопротивления на угловую скорость барабана очистителя хлопка**

В процессе очистки в предлагаемой конструкции [29] производительность во многом зависит от изменения угловой скорости барабана. Для определения этого влияния на случайное составляющее изменения угловой скорости, а именно на дисперсию рассмотрели следующую расчетную схему рабочего органа питателя, представленной на рис. 2.3.

Математическую модель для приведенной однамассовой ротационной системы:

$$J_{sp\phi} = M_k - M_c M, = /(\phi\phi) \quad (2.5)$$

где,  $\Phi_\phi$  - момент инерции вращающихся деталей, приведенной к валу питательного барабана и его угловое перемещение;  $M_g$ ,  $M_c$ - движущий момент двигателя и момент сопротивления процесса питания.

Согласно работы приведенной в [30], корреляционная функция случайного технологического сопротивления имеет вид:

$$K(\langle P_{\sigma} \rangle) = D e^{-a * \dots} \quad (2.6)$$

При действии на питательный барабан случайного сопротивления

угловая скорость определяется из выражения

$$\dot{\phi}_{\sigma} = \dot{\phi}_0 + A \phi \quad (2.7)$$

Учитывая, что амплитуда изменения случайной составляющей

сопротивления небольшая относительно  $\Delta \omega$ , то можно записать

$$M_c = M_{c\omega} + \left( \frac{\partial M_c}{\partial \dot{\phi}_{\sigma}} \right) \Delta \dot{\phi} \quad (2.8)$$

При установившемся режиме работы питательного барабана движущий момент уравновешивается средним моментом сопротивления

$M_g = M_c (WQ)$ , тогда

$$J \frac{d}{dt} (\Delta \dot{\phi}) + \left( \frac{\partial M_c}{\partial \dot{\phi}_{\sigma}} \right)_{\omega_0} \cdot \Delta \dot{\phi} = \Delta M_c \quad (2.9)$$

где,  $\Delta > 0$  - среднее значение угловой скорости;

ЛМ<sub>с</sub> - случайное составляющее момента сопротивления.

Как известно, зависимость спектральной плотности от корреляционной функции угловой скорости питательного барабана имеет вид

$$S(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} K(\phi_{\sigma}) e^{-i\omega\phi} d\phi \quad (2.10)$$

или

$$S(\omega) = \frac{D\alpha}{(\alpha^2 + \omega^2)\pi} \quad (2.11)$$

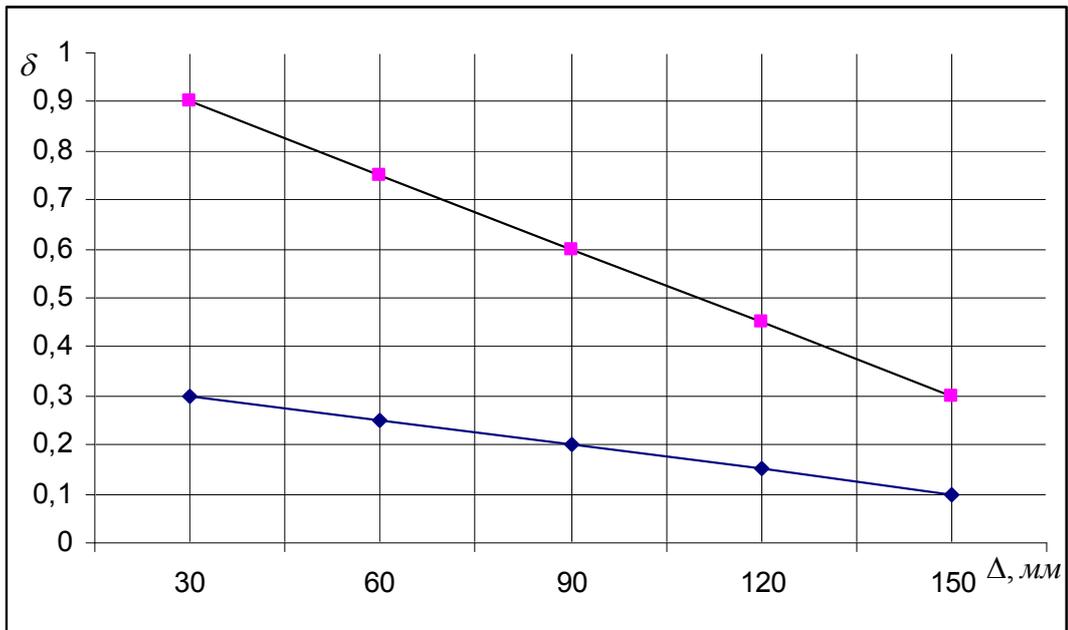


Рис. 2.3. График зависимости изменения неравномерности питания хлопком одного питающего валика питателей хлопком

где, 1 – в существующих питателей, 2 – в рекомендуемом питателе хлопком.

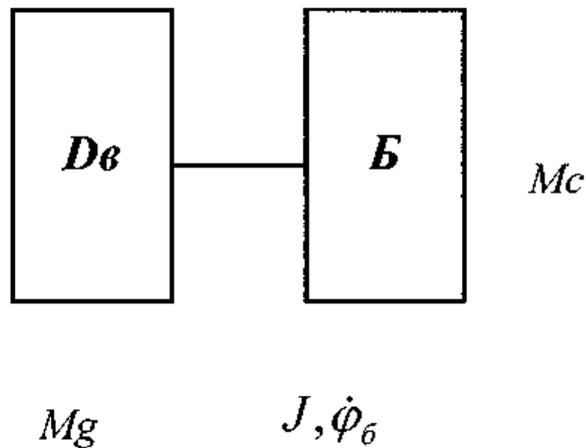


Рис. 2.4. Расчетная схема привода полкового барабана.

Спектральная плотность случайной угловой скорости  $\Delta\phi$  питательного барабана

$$S(\Delta\phi) = [W(i\omega)]^2 \cdot S(\omega) \quad (2.12)$$

где, 
$$[W(i\omega)] = \frac{1}{\sqrt{J^2\omega^2 + \left(\frac{\partial M_c}{\partial \phi_b}\right)^2}};$$

Тогда дисперсия угловой скорости имеет вид

$$D(\omega) = \frac{2D}{\omega_1 \cos \phi_6 t (J\alpha + \omega_1 \cos \phi_6 t)} \quad (2.13)$$

При значениях параметров

$$D = 0,92; \alpha = 0,23; J = 1,21 \text{ кгм}^2 \quad \omega_0 = 78,5 \text{ 1/с}; \quad \omega_1 = 3,91 \text{ 1/с}, \quad D(\omega) = 43,2 \text{ 1/с}^2.$$

Выявлено, что дисперсия угловой скорости питательного барабана зависит от случайной составляющей сопротивления. Для уменьшения неравномерности (дисперсии) угловой скорости питательного барабана необходимо увеличить приведенный момент инерции системы /. Построены графические зависимости изменения дисперсии угловой скорости при вариации момента инерции и амплитуды колебаний угловой скорости питательного барабана питателя. В процессе питания целесообразным является увеличение дисперсии угловой скорости барабана, позволяющая увеличение производительности машины. Но, при значительном увеличении  $D(\omega)$  приводит к снижению качественных показателей линта, надежной работы установки в целом. Рекомендуемыми значениями являются  $\omega_1 = 35 \div 60 \text{ 1/с}$  и  $J = 1.0 \div 1.5 \text{ кгм}$ .

### 2.3. Условия захвата летучки хлопка лопастями питателя

Рассмотрим теперь задачу по определению условию захвата частиц хлопка лопастью питающего барабана. Для этого выделим из проходящей между валиками материала элемент ABCD в малой окрестности угловой точки E лопасти (рисунок 2.3). Нормальное напряжение в сечении АД обозначим через  $\delta$ , а напряжение на площадке CD обозначим как P. При внедрении лопасти система сил - силы удельного трения  $\tau_1$  и  $\tau_2$  для простоты рассуждений участка AE и EB принимаем единичной длины.

Запишем условие равновесия частицы хлопка в малой окрестности угловой точки E лопасти в проекции на горизонтальную ось (без учёта сил веса).

$$q_2 \cos \alpha - q_1 \sin \alpha + \tau_1 \cos \alpha = \tau_2 \sin \alpha - \bar{b} + (\bar{b} + d\bar{b}) = 0 \quad (2.14)$$

Поскольку здесь величина  $d\bar{b}$  мала по сравнению с остальными конечными силами, опустим её дальнейшем из рассмотрения. Тогда условие втягивания материала зазор между валиками выразится неравенством.

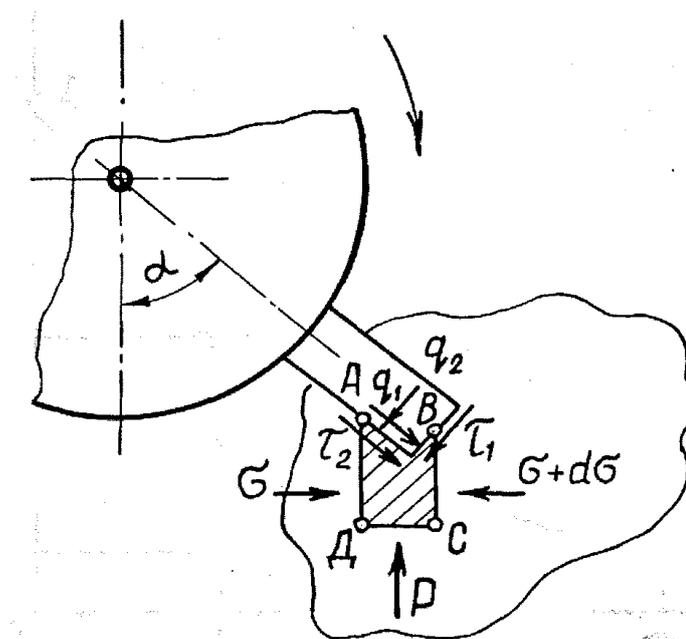


Рисунок 2.4.

Для регистрации динамического силового воздействия на колки барабана от летучек хлопка-сырца изготовлены специальные тензометрические колки. Такие колки представляет собой упругую металлическую пластину шириной 1 мм, толщиной 6,7 мм и высотой 45 мм, жестко закрепленную на основании с резьбой. Тензометрический колок аналогичен натурному и может крепиться к обечайке барабана резьбовым соединением на месте натурного. На тензометрические колки наклеивались тензодатчики типа 2 пкб-30-200гБ изготовленные по ТУ 25.01.100-68 допускающие растяжение или сжатие 3000 кГ/м и пропускающие ток не более 31,5 мА. Тензодатчики наклеивались на

колокс двух сторон, являясь одновременно рабочими и компенсационными.

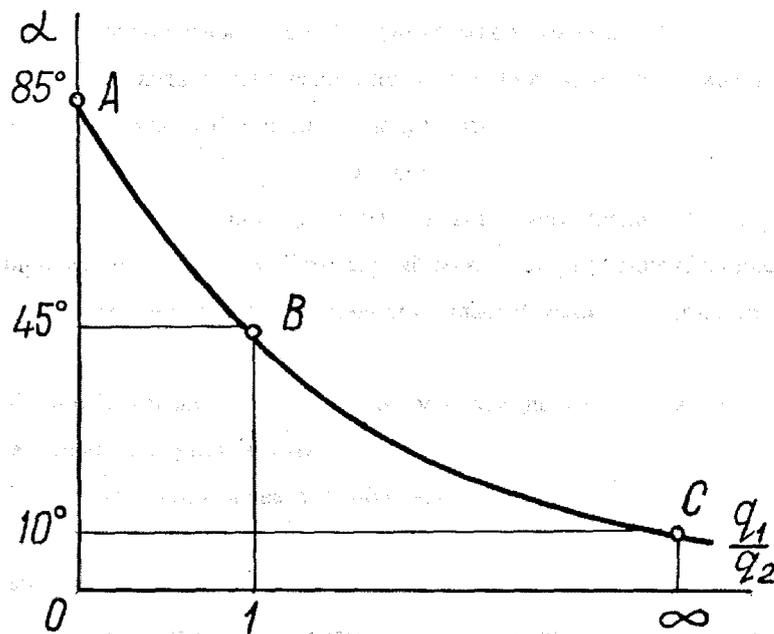


Рисунок 2.5.

$$q_1 \sin \alpha - q_2 \cos \alpha < \tau_1 \cos \alpha - \tau_2 \sin \alpha$$

или

$$\frac{q_2 + \tau_1}{q_1 + \tau_2} > \operatorname{tg} \alpha$$

Так как здесь силы трения  $\tau_1 = \mu q_1$ ,  $\tau_2 = \mu q_2$ , где  $\mu$  - коэффициент трения материала о лопасть, то условие захвата частицы материала примет вид

$$\frac{q_2 + \mu q_1}{q_1 + \mu q_2} > \operatorname{tg} \alpha \quad (2.15)$$

В момент перехода захватываемого материала в состояние текучести  $q_1 = \bar{b}_T$ , а из  $q_2 = q_1 - \bar{b}_n$ ,  $q = 0$  (исчезает захват на боковой поверхности лопасти).

Следует, что в это время должно выполняться неравенство

$$\mu > \operatorname{tg} \alpha$$

Если привлечь во внимание угол трения материала о лопасть  $\rho$ , то это неравенство представляется так:  $\rho > \alpha$ . Это соответствует точке С на рисунке 2.4.

Теперь рассмотрим возможные частные случаи захвата лопастью материала, находящегося в твёрдом (упругом) состоянии.

Если положить в 2.40 величину  $q_2=0$  (т.е. материал захватывается только торцом лопасти), то отсюда следует, что

$$\mu > \operatorname{tg} \alpha$$

Это есть известное условие захвата материала между двумя цилиндрическими валиками. Этот случай соответствует точке С на рисунке 2.4 и был также отмечен выше при наличии пластической деформации, когда  $q_1=\bar{b}_T$ ,  $q_2=0$ .

Если в 2.16 величины  $q_1$  и  $q_2$  соизмеримы друг с другом, т.е.  $q_1=q_2$ , то отсюда условие для угла захвата примет вид.

Видно, что угол захвата приближается к  $\alpha=45^\circ$ . Это соответствует точке В на рисунке 2.4.

Интересно отметить, что если в 2.40 полагать величину  $q_1=0$ , т.е. считать, что материал захватывается только боковой стороной лопасти, то отсюда следует, что  $1/\mu > \operatorname{tg} \alpha$  и угол захвата становится очень большим. Этот

случай соответствует точке А и был уже отмечен выше при анализе режима пластической деформации, когда полагалось  $q_1=\bar{b}_T$ ,  $q_2=0$ .

Добавим также, что захватывающая способность лопасти сохраняется даже при абсолютно гладкой её поверхности. Из 2.16 видно, что при  $\mu=0$

$$q_2 / q_1 > \operatorname{tg} \alpha$$

Подводя теперь итогу проведённым исследованиям по определению угла захвата хлопка лопастью барабана, можно изобразить графически зависимость угла захвата от соотношения напряжений  $q_1/q_2$ .

Эта зависимость одинаково справедлива как для упругого, так и пластического состояния материала. На рисунке 2.4 дана примерная зависимость

$\alpha=f(q_1/q_2)$  для численного значения коэффициента трения материала о поверхность лопасти  $\mu=0,1-0,2$ . Анализ полученных результатов показывает, что в отдельных случаях давление на слой хлопка-сырца достигает значительных величин. Выявлено, что снижение угла захвата а хлопка лопастью барабана приводит к снижению давления в межлопастном пространстве. Современные шахты-накопители имеют ширину, равную (нижней) межцентровому расстоянию питающих валиков, т.е угол охвата  $\alpha \approx 90^0$ . Уменьшение шахты-накопителя позволит снизить угол охвата, следовательно, снижается и давление на хлопок-сырец.

Полученные теоретические зависимости раскрывают физику процесса захвата лопастями питающего барабана хлопка-сырца, что будет способствовать совершенствованию конструкций питающих устройств для хлопкоочистительных машин.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о связи параметров лопастных барабанов с равномерностью подачи хлопка-сырца в машину.

Для подтверждения результатов теоретического анализа и уточнения коэффициентов мы провели экспериментальные исследования 2 взаимодействия рабочих органов питателя с хлопком-сырцом.

#### **2.4. Анализ работы питающих валиков с волнистыми лопастями**

В процессе работы питающих валиков могут возникать выпадение слоя хлопка из-за низкой удерживающей способности поверхностей лопастей питающих валиков.

В рекомендуемой конструкции питателя хлопка – сырца практически отсутствуют выпадение хлопка за счет увеличения удерживающей способности волнистых лопастей.

$$dP = l \cdot \gamma \cdot r \cdot d\varphi_2 \sin \varphi_2 \left( \frac{A}{2} - r \cos \varphi_2 \right)$$

Где,  $\gamma$  - относительный вес хлопка.

Из рис. 2.1. видно, что при элементарном вращении питающих валиков на  $d\varphi_2$ , колковый барабан совершает движение на угол  $d\varphi_1$ . При этом дуга перемещения по окружности конца колков барабана будет

$$CB = (R + \Delta R)d\varphi_1 \quad (2.4)$$

Соответственно дуга перемещения конца волнистых лопастей питающих валиков.

$$M\tilde{N} = r \cdot dy_2 \quad (2.5)$$

Если учесть, что в процессе работы не происходит сдвига слоев хлопка-сырца в зоне его удержания, с некоторыми допущеньями можно записать

$$(R + \Delta R)d\varphi_1 \approx rd\varphi_2 \quad (2.6)$$

Учитывая соотношение углов (см-рис. 2.1) имеем

$$\varphi_1 = \frac{r \cdot d\varphi_2}{R + \Delta R}; \quad \cos \varphi_1 = \frac{r \cos \varphi_2}{k} \quad (2.7)$$

Учитывая выражения (2.3), (2.7) имеем

$$l\mu_n q(r + \Delta r)d\varphi_2 \sin \varphi_2 > ljr d\varphi_2 \left( \frac{A}{2} - r \cos \varphi_2 \right) + l(\mu_k + \mu_u) \quad (2.8)$$

$$(R + \Delta R) \frac{rd\varphi_2}{R + \Delta R} r \frac{\cos \varphi_2}{R}$$

После некоторых преобразований и интегрируя (4.8) получим выражения для определения коэффициента трения хлопка по поверхности лопастей питателя хлопка:

$$\mu_n \geq \frac{\gamma A}{2q} - \left[ \frac{\mu_k + \mu_u}{R} - \frac{\gamma}{4q} \right] \cdot \frac{(r + \Delta r)(\cos \varphi_2' - \cos \varphi_2'')}{\sin \varphi_2' - \sin \varphi_2''}$$

Рассмотрим значение коэффициента трения поверхности валика  $\mu_n$  о хлопок необходимого для осуществления достаточной степени рыхления бородки материала, и обеспечивающего удержание призмы хлопка в межваличном пространстве. При  $\varphi_2' = 0^\circ$  и  $\varphi_2'' = 60^\circ$  и при втором положении  $\varphi_2' = 30^\circ$  и  $\varphi_2'' = 90^\circ$ , коэффициент трения  $\mu_n = 0,28$  для первого положения и  $\mu_n = 0,61$  для второго положения. Для удержания призмы

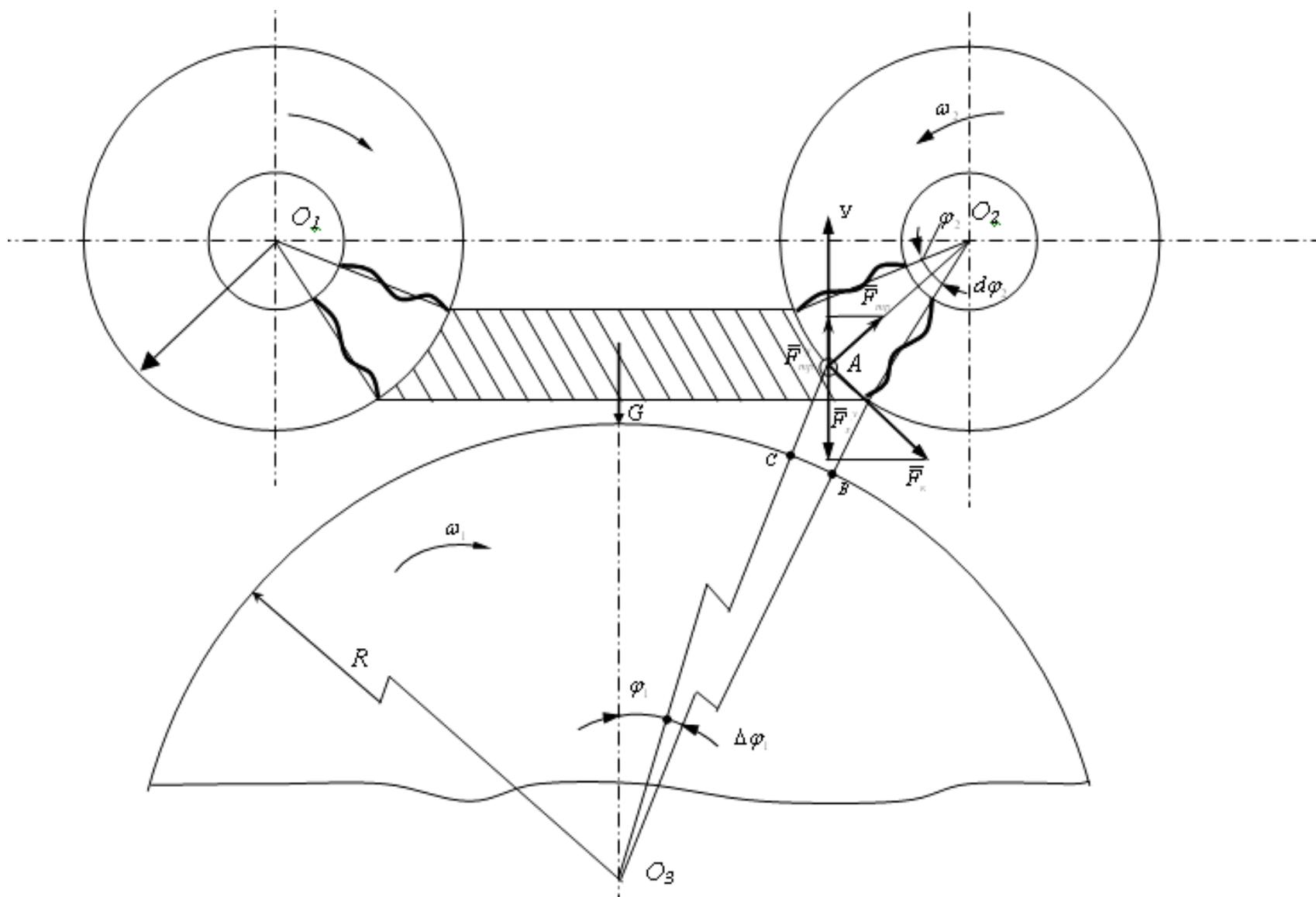


Рис. 2.6. Схема действия сил в зоне питания хлопка

хлопка в зазоре необходимо увеличит силу трения увеличит силу трения хлопка. Фактически сила трения увеличивается за счет увеличения площади контакта хлопка с поверхностью волнистых лопастей. При увеличении волнистости фактически увеличивается поверхность контакта хлопка-сырца с этой поверхностью, позволяющий увеличение удерживающей силы. На рис.2.7 приведены питающие валика с волнистыми лопастями (а)и условно выпрямленной формой лопастей. При этом видно, что при выпрямлении волнистой поверхности площадь лопасти увеличивается

$$l_1 < l_2$$

$l_1$  - длина волнистых лопастей питающего валика;

$l_2$  - выпрямленная длина лопастей.

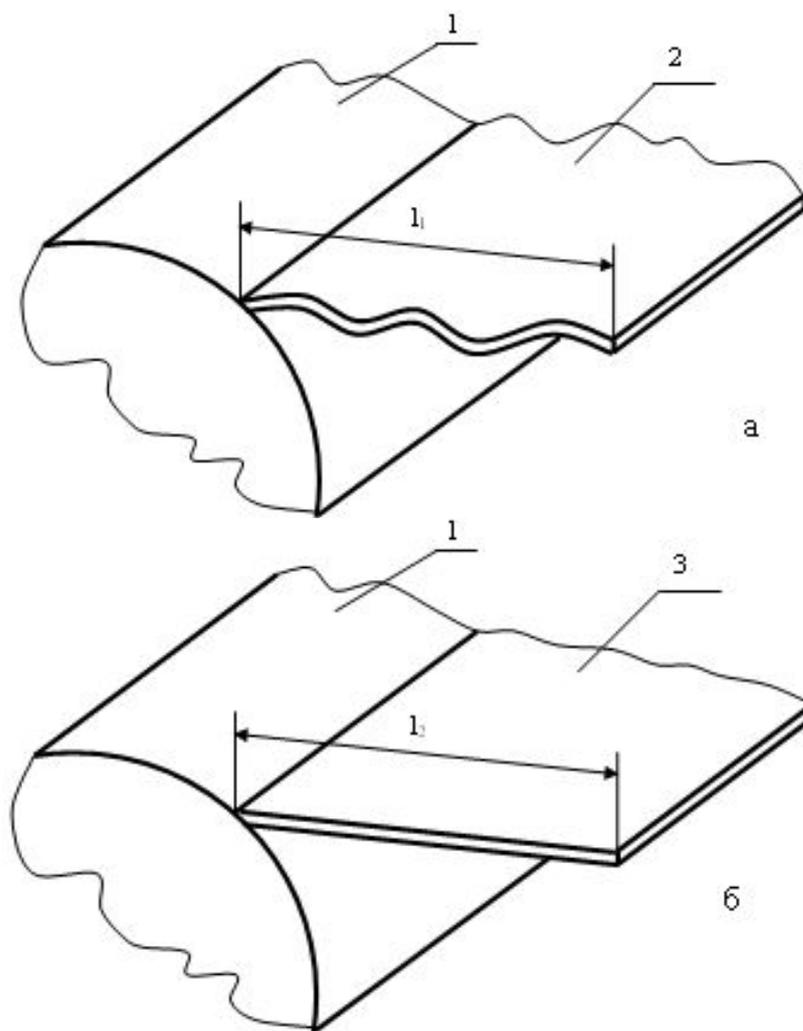


Рис. 2.7. а- питающий валик с волнистыми лопастями; б-питающий валик с лопастями выпрямленной (условно) форме

Проведены машинные эксперименты с вариации геометрических и кинематических параметров. Определены значения коэффициента трения при различных значениях волнистостей поверхностей лопастей питающих валиков.

Изготовлен стент для определения удерживающей способности хлопка – сырца питающих валиков с волнистыми лопастями.

### **2.5. Выводы по разделу**

1. Предложена формула для определения равномерности питателя хлопка
2. Изучен характер влияния случайного сопротивления скорость барабана питателя.
3. Определено условие захват летучки хлопка лопастями питателя.
4. Получено выражение для определения коэффициента трения хлопка по поверхности лопастей питателя хлопка.

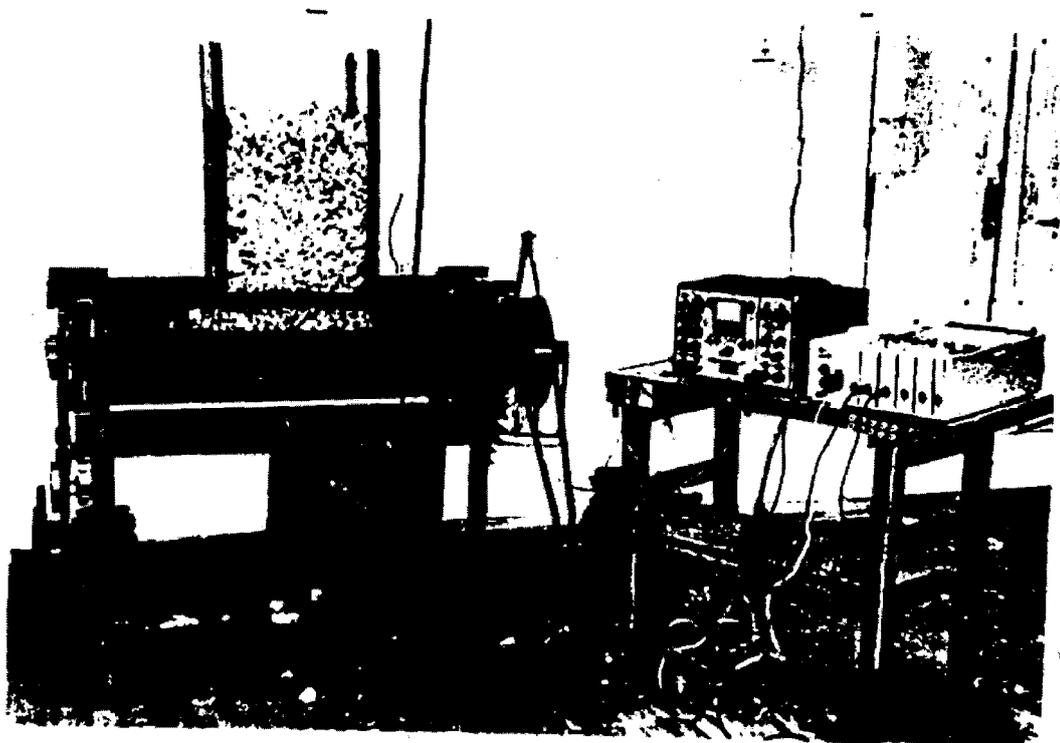
### **3.АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПИТАТЕЛЯ С ХЛОПКОМ.**

В данном разделе приводится анализ экспериментов приведения в [30]. Изучению работы лопастных питающих валиков в питателях различных хлопкоочистительных машин (пильных и валичных джинов, очистителей хлопка-сырца) посвящено много работ. Однако в них не изучался вопрос совместного влияния разводки и диаметра питающих валиков, а размер  $\varnothing 140$  мм подобран эмпирически (в питателях американских наличных джинов «Ротобар» диаметр питающих валиков 152 мм). Остаётся открытым вопрос влияния глубины и объёма межлопастных впадин на производительность и равномерность питания, на давление, действующее на хлопок-сырец в зазоре между питающими валиками. Поэтому для определения оптимальных конструктивных параметров питающих валиков, обеспечивающих равномерную подачу хлопка-сырца в машину при давлениях, не вызывающих сцепления разделенных на предыдущих технологических переходах комков хлопка, требуются экспериментальные исследования.

Конструкция экспериментального стенда. Экспериментальный стенд (рисунок 3.1) представляет собой пару лопастных питающих валиков, установленных в подшипниках на раме. Над питающими валиками установлена шахта. Привод питающих валиков осуществляется от электродвигателя через вариатор I4BA и зубчатую (пару) передачу на вспомогательном валу и далее цепной передачей с натяжной звездочкой к каждому питающему валу.

Такая конструкция привода позволяет устанавливать требуемую разводку питающих валиков без замены деталей привода, а также изменять скорость обоих питающих валиков одновременно. Для измерения

давлений по окружности питающих валиков установлены датчики, регистрирующие давление в радиальном и тангенциальном направлении.



**Рисунок 3.1-**  
*Общий вид экспериментальной установки.*

Чувствительный элемент датчиков представляет собой балочку с наклеенными на нее двумя тензодатчиками типа 2ГГКП, включенными в полумостовую схему.

Воспринимаемый чувствительными элементами датчика сигнал усиливается усилителем УТ-4 и регистрируется самописцем.

### **3.1. Обоснование и выбор факторов для включения в план эксперимента.**

Анализ проведенных ранее исследований показал, что эффективность процесса питания зависит от ряда факторов, таких как физико-механические свойства хлопка-сырца (которые зависят в свою очередь от разновидности, сорта, влажности и др. технологических

показателей хлопка), диаметр и скорость питающих валиков, зазор между питающими валиками, глубина впадины между лопастями и др.

При выборе факторов для включения в план эксперимента мы учитывали, что физико-механические свойства хлопка регулировке не поддаются (меняется только влажность, но она также жестко регламентирована), а влияние скорости вращения питающих валиков на процесс питания изучено достаточно глубоко. Поэтому для включения в план эксперимента выбраны следующие факторы: диаметр питающих валиков, зазор между питающими валиками, глубина впадины между лопастями.

Уровни и интервалы варьирования факторов выбирались с учетом результатов работы, где была исследована существующая конструкция питающих валиков и указана оптимальная область факторного пространства.

Уровни и интервалы варьирования факторов выбирались таким образом, чтобы полностью охватить эту область факторного пространства (таблица 3.1)

Таблица 3.1

***Факторы, включенные в план эксперимента, и уровни их варьирования***

Обозначения	Наименование факторов	Уровни варьирования		
		-1	0	+1
X <sub>1</sub>	Диаметр питающих валиков, в м	0,14	0,18	0,22
X <sub>2</sub>	Зазор между питающими валиками, в м	0,04	0,06	0,08
X <sub>3</sub>	Глубина впадины между лопастями, м	0,02	0,04	0,06

**Выбор плана эксперимента.** Анализ результатов проведенных ранее исследований показывает, что для описания области оптимума необходимо использовать планирование второго порядка.

Характерной особенностью проведения эксперимента при исследовании хлопкоочистительных машин является их трудоемкость и сложность установки большого количества уровней варьирования

факторов. Поэтому при проведении эксперимента желательно использовать планы с минимальным числом опытов и количеством уровней. При этом приходится жертвовать какими-то условиями оптимальности и взаимодействия высших порядков. Поскольку поверхности отклика при проведении эксперимента на хлопкоочистительных машинах обычно положе и не выше 2-го порядка, а воспроизводимость опытов не очень высока за счет большой неоднородности сырья, то взаимодействия выше 2-го порядка можно пренебречь без существенной потери точности. Наиболее полно вышеперечисленным условиям удовлетворяют планы Коно. Они являются экономными по числу опытов с минимальным количеством уровней варьирования факторов. Для размерности  $n=3$  хорошими свойствами обладает план, имеющий 21 опыт (таблица 3.2).

Таблица 3.2

*План эксперимента*

№ опыта	Последовательность опыта	Факторы		
		X1	X2	X3
1	21	0	0	0
2	1	+	+	+
3	4	+	-	-
4	12	-	-	+
5	9	-	+	+
6	2	+	+	-
7	5	+	-	-
8	13	-	-	-
9	10	+	0	+
10	7	+	0	+
11	19	0	-	+
12	15	-	0	+
13	6	+	-	0
14	14	-	-	0
15	11	-	+	0
16	3	+	+	0
17	17	0	+	+
18	8	+	0	-
19	20	0	-	-
20	16	-	0	-
21	18	0	+	-

**Выбор выходных параметров.** Характерной особенностью процесса питания является то, что все основные величины, характеризующие процесс, взаимосвязаны между собой.

Таким образом, рост эффективности процесса с точки зрения каждого снижает в какой-то мере эффективность по остальным. При этом количество полученного продукта характеризуется не одним, а множеством различных показателей.

Таблица 3.3

***Выходные параметры эксперимента***

Обозначение	Наименование	Размерность
$Y_1$	Производительность питателя	кг/час
$Y_2$	Плотность хлопка-сырца в зазоре	кг/м <sup>2</sup>
$Y_3$	Радиальное давление	КПа
$Y_4$	Тангенциальное давление	КПа

Оценку работы питающих валиков производим по следующим выходным параметрам.

**Методика проведения эксперимента.** Эксперимент проводился на вышеописанном стенде на хлопка- сырце разновидности АН-60 1 сорта ручного сбора, влажностью  $W=7,5\%$  по следующей методике:

- проводилась рандомизация плана эксперимента по таблице случайных цифр (для рандомизации использовалась ЭВМ дВК-2);
- согласно плану Коно проводились эксперименты, при этом производительность питателя определялась по наработанному в течение 5 минут хлопку-сырцу. Одновременно с питателем включался и самописец, который фиксировал радиальное и тангенциальное давление;
- согласно плану эксперимента изменялись разводка и глубина впадин, которые контролировались линейкой;
- эксперимент проводился в трех повторностях.

Результаты эксперимента (после усреднения) приведены в таблице 3.4.

Полученные результаты обрабатывались на ЭВМ по специальной программе, которая позволяла найти коэффициенты уравнений регрессии, определить значимость коэффициентов. После обработки получены следующие уравнения регрессии:

а) для производительности (кг/мин)

$$Y_1 = 4,46 + 1,43 \cdot X_1 + 0,52 \cdot X_2 + 0,62 \cdot X_3 + 0,054 \cdot X_1 X_2 + 0,47 \cdot X_1 X_3 - 0,056 \cdot X_2 X_3 - 0,84 \cdot X_1^2 + 0,41 \cdot X_2^2 - 0,043 \cdot X_3^2$$

б) для плотности хлопка-сырца в межлопастном зазоре

$$Y_2 = 283,601 - 13,62 \cdot X_1 - 54,870 \cdot X_2 - 29,92 \cdot X_3 - 12,13 \cdot X_1 X_2 + 6,08 \cdot X_1 X_3 + 9,8 \cdot X_2 X_3 - 28,26 \cdot X_1^2 + 14,5 \cdot X_2^2 - 6,83 \cdot X_3^2$$

в) для радиального давления

$$Y_3 = 477,2 - 4,7 \cdot X_1 - 42,2 \cdot X_2 - 250,1 \cdot X_3 - 8,9 \cdot X_1 X_2 + 11,2 \cdot X_1 X_3 + 71,9 \cdot X_2 X_3 - 157,564 \cdot X_1^2 + 8,44 \cdot X_2^2 - 6,83 \cdot X_3^2$$

г) для тангенциального давления

$$Y_4 = 94,97 + 47,4 \cdot X_1 + 4,93 \cdot X_2 + 76,1 \cdot X_3 + 11,3 \cdot X_1 X_2 + 57,99 \cdot X_1 X_3 - 5,87 \cdot X_2 X_3 - 3,97 \cdot X_1^2 + 1,86 \cdot X_2^2 + 37,1 \cdot X_3^2$$

Проверка по критерию Фишера показала, что все полученные уравнения регрессии адекватны.

Анализ уравнений регрессии показал, радиального давления уменьшается при питающими валиками больше 0,065м; что величина наибольшего увеличении зазора между величина наибольшего тангенциального давления понижается при увеличении зазора свыше 0,075м, т.е. при увеличении зазора более 0,075м теряется контроль за движением продукта, и хлопок, не заполняя межлопастное пространство, начинает проваливаться в зазор между валиками. При увеличении диаметра также увеличивается величина наибольшего давления. Следовательно, при применении существующей конструкции питающих валиков для снижения силовых воздействий на хлопок-сырец без потери

контроля за движением продукта рекомендуется установить зазор в пределах 0,065-0,075 м.

$\Pi_1$  – необходимая для данной машины производительность (на 1 м длины питающих валиков);

$P$  — оптимальная плотность в межлопастном зазоре;

$P_n, P_\tau$  — соответственно оптимальное радиальное и тангенциальное давления.

Покажем оптимизацию параметров на примере питателя валичного джина. Валичный джин ДВ-1М имеет производительность по хлопку-сырцу 300-400 кг/час.

Прием  $\Pi_1=300$  кг/час,  $\rho=250$  кг/м<sup>3</sup>,  $P_n=300$  КПа,  $P_\tau=300$  КПа.

Таблица 3.4

**Результаты эксперимента**

№	Входные параметры			Выходные параметры			
	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$Y_1$	$Y_2$	$Y_3$	$Y_4$
1	2	3	4	5	6	7	8
1	0	0	0	236,6	310,6	342,2	67,6
2	+	+	+	433,5	181,5	284,5	82,7
3	+	-	+	354,0	271,7	208,9	70,0
4	-	-	+	179,4	284,3	303,33	60,0
5	-	+	+	180,0	200,3	351,2	150,1
6	+	+	-	331,8	188,7	625,4	271,32
7	+	-	-	243,0	359,7	792,2	337,8
8	-	-	-	112,8	350,5	761,7	100,2
9	-	+	-	195,0	300,2	551,1	75,4
10	+	0	+	367,5	203,3	478,3	58,8
11	0	-	+	333,0	289,1	225,2	37,6
12	-	0	+	129,78	232,6	220,8	26,28
13	+	-	0	285,0	306,75	528,0	156,0

1	2	3	4	5	6	7	8
14	-	-	0	127,2	322,6	458,3	123,8
15	-	+	0	210,0	200,1	345,4	140,4
16	+	+	0	354,0	188,7	217,8	104,8
17	0	+	+	354,6	199,1	310,6	47,0
18	+	0	-	187,5	243,5	760,0	380,5
19	0	-	-	239,58	400,7	1345,8	192,8
20	-	0	-	122,7	260,7	870,0	100,8
21	0	-	-	238,8	214,9	1102,7	381,2

### 3.2. Оптимизация параметров питателя.

Анализируя уравнения регрессии, можно заметить, что практически все исследуемые факторы либо самостоятельно, либо по взаимодействию с другими оказывают влияние на параметры оптимизации. По данным экспериментов следует ожидать, что оптимальная точка находится внутри исследуемого факторного пространства. Задача оптимизации осложняется тем, что влияние отдельных факторов при их варьировании носит противоречивый характер. Поэтому оптимизация проводилась с помощью методов нелинейного программирования (метод координатного спуска).

Целевая функция, подлежащая минимизации, в общем случае имеет вид

$$\Phi = K_1(\Pi_1 - Y_1)^2 + K_2(\rho - Y_2)^2 + K_3(Pt - Y_3)^2 + K_4(P_{\tau 1} - Y_4)^2$$

где  $K_1, K_2, K_3, K_4$  — коэффициенты, учитывающие значимость факторов.

$$K_1 + K_2 + K_3 + K_4 = 1$$

Наиболее важным для питателя является обеспечение необходимой производительности, поэтому прием  $K_1 = 0,4$ . Значимость остальных факторов, примерно, равна, поэтому прием  $K_2 = K_3 = K_4 = 0,2$ . Тогда целевая функция, подлежащая минимизации, имеет вид

$$\Phi=0,4(300-Y_1)^2+0,2(250-Y_2)^2+0,2(300-Y_3)^2+0,2(300-Y_4)^2$$

Оптимальная точка имеет координаты

$X_1=-0,9$ ;  $X_2=1$ ;  $X_3=-0,6$  при которых

$Y_1=319,0$ ;  $Y_2=267,26$ ;  $Y_3=311,7$ ;  $Y_4=198,8$

Оптимальные параметры питателя:

-диаметр  $D=0,144$  м;

-зазор между питающими валиками  $l=0,08$  м;

-глубина впадины между лопастями  $h=0,028$  м.

**Исследование изменения давления на питающие валики в зависимости от их угла поворота.** Таким образом, проведенные исследования позволили определить производительность питателя и возникающие на ней нагрузки в зависимости от геометрических параметров питателя. Но в работе питателя питающие валики в разных зонах испытывают разные нагрузки. Например, в начале процесса на питающий валик воздействует вес хлопка-сырца, находящегося в шахте-накопителе; в межлопастном зазоре воздействует сила распора хлопка-сырца; после выпадения хлопка-сырца из лопастей питающие валики фактически не испытывают никакой нагрузки (кроме собственного веса). Поэтому представляет интерес изучение изменения давления на питающие валики в зависимости от угла поворота питающих валиков.

Эксперимент проводился аналогично предыдущему: хлопок-сырец разновидности АН-60 I сорта ручного сбора влажностью  $W=7,3\%$  и засоренностью  $C=2,4\%$  пропускался через питающие валики. На питающих валиках были установлены тензодатчики, фиксирующие радиальное и тангенциальное давление. Показатели датчиков усиливались при угле поворота валиков  $\varphi=90^0-270^0$ , с интервалом  $15^0$ .

Результаты исследований приведены в таблицах 3.5 (радиальное давление) и 3.6 (тангенциальное давление).

Как видно из таблицы 3.5, радиальное давление при повороте валиков растет, достигая максимума при угле поворота около  $180^0$ , а затем

постепенно снижается (рисунок 3.2). Это и понятно, так как при угле  $180^{\circ}$  зазор между валиками наименьший, поэтому распорное усилие будет наибольшим. Тангенциальное же давление (таблица 3.6) растет до угла поворота валиков около  $165^{\circ}$ , а затем снижается (рисунок 3.3).

Для теоретического обобщения полученных экспериментальных результатов используем соотношение

$$P_n = C \cdot h^{\mu}$$

где  $P_n$  — «нормальное» давление у кромки лопасти;

$C$  и  $\mu$  - постоянные вершины, вычисляемые по результатам эксперимента;

$h$ - толщина слоя хлопка в зазоре механизма лопастного барабана между датчиком давления и внутренним диаметром барабана (рисунок 3.4).

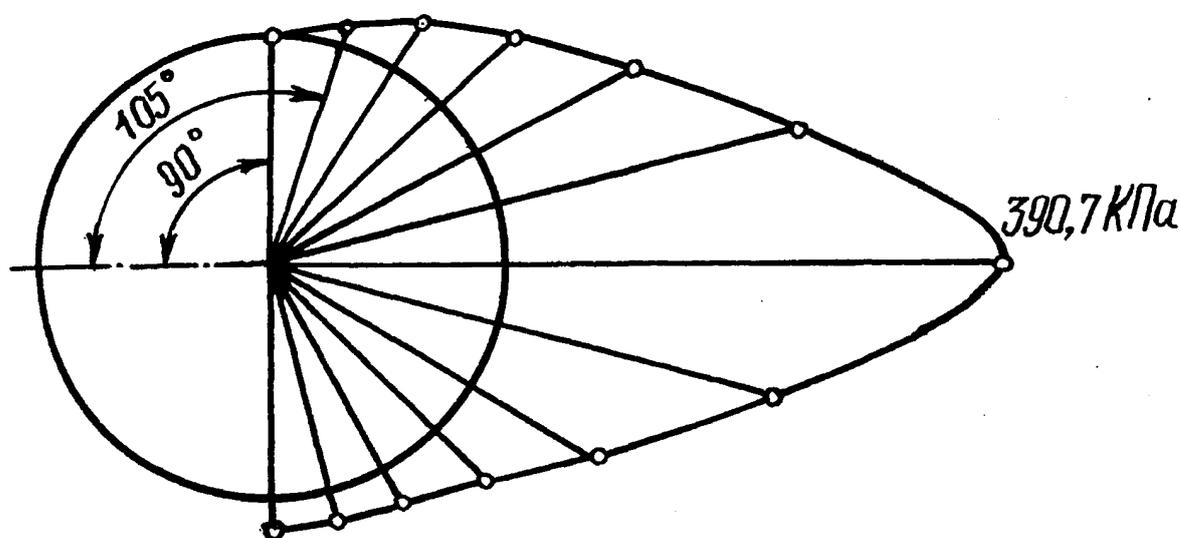


Рисунок 3.2-

*Изменение радиального давления хлопка-сырца на питающие валики в зависимости от их угла поворота*

Таблица 3.5

- Изменение радиального давления  $P_n$  (кПа) в зависимости от угла поворота в питающих валиках.

$D$ мм	$l$ мм	$h$ мм	Угол поворота														
			90	105	120	135	150	165	180	195	210	225	240	255	270		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
220	20	20	6,7	47,8	100	203,9	369,5	696,7	692,2	345,5	212,8	86,7	36,7	25,5	24,5	792,2	170
		40	1,3	13,3	64	128	221,3	390,7	528	364	188	90,7	46,7	40,6	34	513	180
		60	0	67,8	63,3	88,9	118,9	171	208,9	157,8	43,9	32,2	23,6	18,3	16,7	208,9	180
	40	20	3,3	32,2	76,7	131	237,8	551	748,2	450	172,2	37,3	14	7,8	5,55	760	177,5
		40	0	19,4	42,8	91,7	149,4	276	323,3	188,9	36,0	5,0	1,7	1,7	1,7	323,3	180
		60	8,9	23,3	63,3	148,3	291,7	439,4	450,6	222,2	67,8	18,3	7,2	1,1	0	479,3	172,5
	60	20	16	36	73,3	137,3	226,7	433,3	625,3	400	193,3	52	7,3	2	0	625,3	180
		40	6,7	15,3	27,7	44,7	70	148,5	213,3	154	58,9	23,2	8,2	4,2	4,1	217,8	182,5
		60	21	60,5	95,8	129,9	185,5	241,7	284,5	220	127,5	90,3	49,5	32,8	8,24	284,5	180
	20	20	31,2	50	93,7	256,2	533,3	950	1296	979,1	458,3	72,5	41,6	29,1	4,2	1345,8	176,2
		40	22,5	41,6	75,8	140,8	202,5	412,5	468,3	365,8	50	51,6	27,9	10,4	0	476,7	177,5
		60	23,7	41,6	67,9	95,8	135,4	187,5	216,6	154,1	7,5	43,7	30	12,5	6,25	225	178,7

Продолжение таблицы 3.5

<i>D</i> мм	<i>l</i> мм	<i>h</i> мм	Угол поворота														
			90	105	120	135	150	165	180	195	210	225	240	255	270		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
180	40	20	19,8	47,9	75	120,8	295,8	358,3	597,9	468,5	220,8	58,3	33,3	16,6	0	597,9	180
		40	36,6	58,3	94,6	137,9	213,7	291,6	320,4	244,6	139,1	78,7	36,2	19,6	11,7	342,1	176,2
		60	19,5	40,8	62,5	90,0	113,7	162,5	188,7	137,9	75,8	41,6	21,6	2,5	0	188,7	180
	60	20	69,5	134,5	225,0	425,0	616,7	916,7	1077,8	759,8	351	66,7	17,5	10,5	7,8	1102,7	180
		40	18,9	46	93,3	183,3	318,9	451,0	632,2	285,0	76,0	12,2	4,4	0,6	0,6	633,3	177,5
		60	26	53,3	85	135,6	233,9	274,3	252,8	128,9	46,7	11	1,7	1,7	1,7	310,6	172,5
140	20	20	111,6	183,3	331,6	420	596,6	721,6	662,3	431,6	167,5	56,6	27,5	3,3	0	761,7	170
		40	29,1	66,6	92,6	170,8	352,5	454,2	387,5	176,6	75	16,6	4,2	0	0	458,3	168,8
		60	24,6	47,5	91,6	140	212,5	293,3	217,5	79,1	27,1	10,4	4,2	0	0	303,3	165
	40	20	34,1	77,5	171,6	341,6	520	741,6	640	401,6	126,6	22,5	0	0	0	870	171,2
		40	47,9	89,6	130	313,3	525	580	496,6	265,8	93,7	25	10,4	0	0	673,3	171,2
		60	20,8	37,5	62,5	100	154	200	220,8	153,6	58,8	18,2	6,2	0	0	220,8	180

Таблица-3.6

*Изменение тангенциального давления  $P$  в зависимости от угла поворота питательных валиков*

$D$ мм	$l$ мм	$h$ мм	Угол поворота														
			90	105	120	135	150	165	180	195	210	225	240	255	270		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
220	20	20	3,3	11	36,7	140	288,7	291,7	136	53,2	18,9	5	0,5	0,5	0,5	337,8	160
		40	9,3	30,6	50,5	68,7	114,8	156,0	128,6	78,8	40,7	18,5	15,3	16,6	15,3	156	165
		60	6,7	22,8	35,0	51,7	65,0	66,1	49,4	26,0	16,0	10,0	8,9	7,8	7,8	70	155
	40	20	0	26,7	71,0	210,5	350,5	353,3	151,0	89	0	0	0	0	0	380,5	160
		40	2,0	9,3	26,7	65,0	103,3	94,9	46,6	12,8	0	0	0	0	0	109,4	155
		60	2,9	7,1	17,2	32,8	52	58	35,9	3,9	0,6	0	0	0	0	58,8	160
	60	20	17,3	20,7	37,3	90,7	201,3	262,7	213,3	83	22	12,7	9,3	9,0	2,0	271,3	168
		40	9,3	19,0	37,9	58,8	83,9	104,8	84,2	43,2	21,2	6,3	0,5	0	0	104,8	165
		60	15,3	15,7	41,0	55,3	73,7	81,3	69,3	44	16,7	7	0,9	0	0	82,7	160
	20	20	11,2	19,6	30,8	58,1	149,6	201,2	126,6	52,5	21,2	9,6	4,6	0,8	0	192,8	165
		40	4,2	13,3	28,7	54,1	84,1	97,1	57,1	27,5	13,7	4,8	3,2	1,7	0	101,0	163,7
		60	5,8+	9,1	15	22,9	31,6	37,5	24,8	12,5	5	0,8	0,4	0	0	37,6	165

Продолжение таблицы 3.6

<i>D</i> мм	<i>l</i> мм	<i>h</i> мм	Угол поворота														
			90	105	120	135	150	165	180	195	210	225	240	255	270		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
180	40	20	5,4	7,9	13,7	45,8	100	119	437,5	15	4,6	1,2	0,8	0	0		165
		40	1,6	5,2	9,6	24,4	42,9	55,5	46,0	9,1	2,3	0,4	0	0	0	67,6	162,5
		60	2,08	4,8	8,7	12,9	18,9	24,0	28,8	12,3	6,2	1,9	0,4	0	0	32,7	165
	60	20	24,2	40	113,7	182,8	381,2	329,5	127,8	30	11,7	5,5	3,3	3,3	3,3	381,2	150
		40	6,7	15	24,8	52,6	35,8	74	20,3	0	0	0	0	0	0	88,0	152,5
		60	7,6	13,6	21,4	21,7	45,9	41	19,7	1,9	0	0	0	0	0	47,0	155
140	20	20	5,21	10,6	32,9	77,1	100,2	88,3	38,9	2,7	0	0	0	0	0	100,2	152,5
		40	5,8	18,5	44,2	80,2	118,7	114,6	57,5	6,2	0,8	0	0	0	0	123,9	158,8
		60	2,29	10	30,4	47,3	55,8	39,4	12,1	12,1	0,2	0	0	0	0	60,0	147,5
	40	20	3,75	12,5	28,8	61,7	91,6	95,8	60,8	17,1	3,3	0,8	0	0	0	100,8	160
		40	10,8	18,3	37,1	72,1	87,9	87,1	57,1	21,6	4,2	1,8	0	0	0	104,6	156,2
		60	2,1	5,21	8,1	10,6	15,6	26,1	21,8	6,0	2,3	0,4	0	0	0	26,2	165

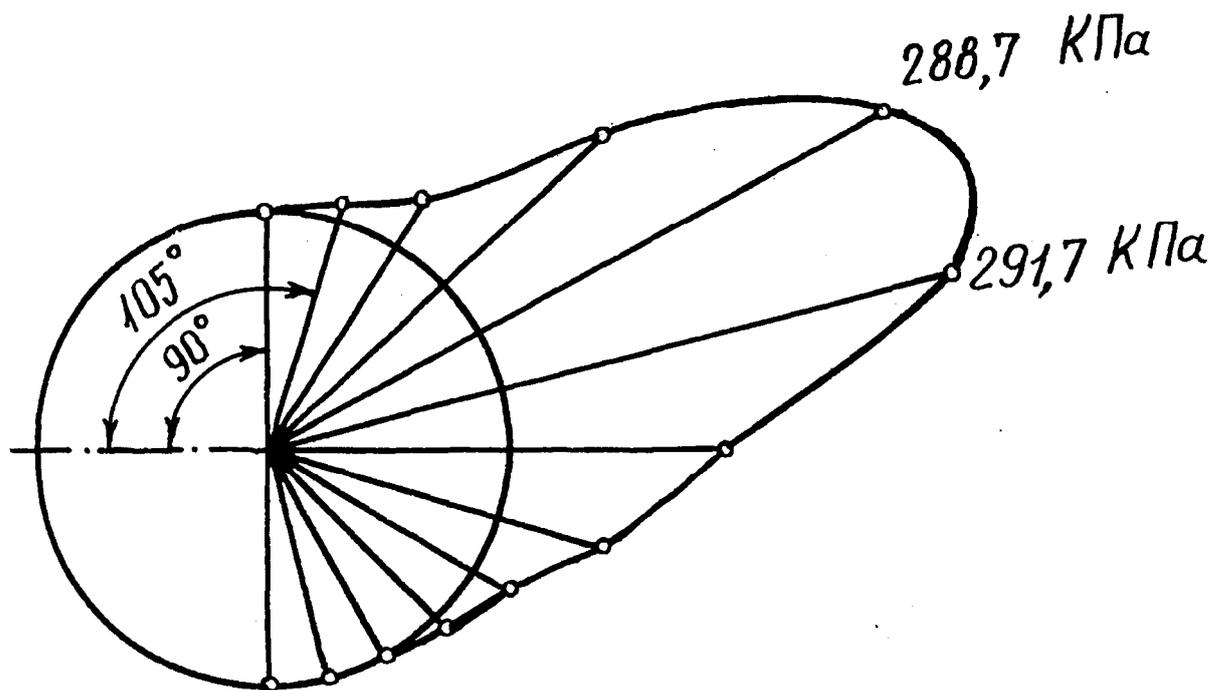


Рисунок 3.3-

*Изменение тангенциального давления хлопка-сырца на питающие валики в зависимости от их угла*

Результаты эксперимента предварительно нужно разбить на 3 группы, в каждую из этих групп заносятся результаты с равными или хотя бы близкими значениями плотностей  $\rho$  сырья.

Так например, для плотности  $\rho = 200—214 \text{ кг/м}^3$  имеем

Таблица 3.7

$h \text{ мм}$	$\rho \text{ кг/м}^3$	$P_n \text{ КПа}$
80	214	1102
100	200	345
100	103	478
100	189	217
120	199	310
120	200	350
120	181	284

Для плотности  $\rho = 310—360 \text{ кг/м}^3$

Таблица 3.8

$h$ мм	$\rho$ кг/м <sup>3</sup>	$P_n$ КПа
40	360	792
40	350	761
60	332	458
80	310	342

Для плотности  $\rho = 250 - 290$  кг/м<sup>3</sup>

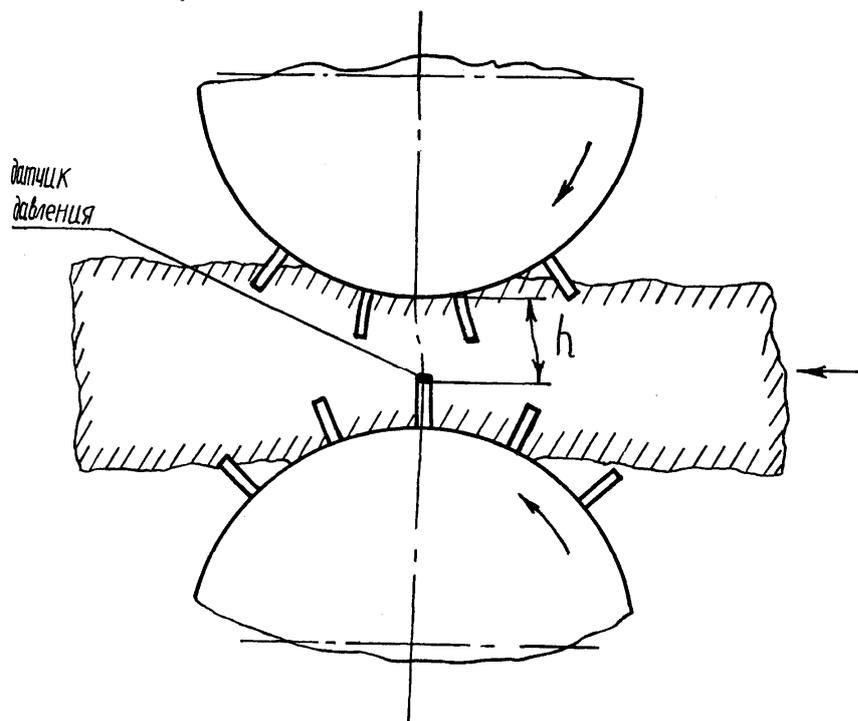


Рисунок 3.4.

Таблица 3.9

$h$ мм	$\rho$ кг/м <sup>3</sup>	$P_n$ КПа
60	260	870
60	247	760
60	232	
80	272	209
80	284	303
80	189	
80	289	225

Для расчёта численных значений постоянных  $C$  и  $\mu$  из таблицы 3.7 выберем значение  $P_n$  при двух значения зазора  $h$ , например, при  $h=80$  мм будет  $P_n = 1100$  мм и при  $h = 100$  будет  $P_n = 410$  (среднее между  $P_n = 245$  и  $P_n=478$ ).

Согласно выбранным значениям  $h$  и  $P_n$  составим при помощи систему двух уравнений с двумя неизвестными  $C$  и  $\mu$

$$\begin{cases} 1100 = c \cdot 80^\mu \\ 410 = c \cdot 100^\mu \end{cases}$$

Решаем эту систему, найдём, что численные (приближённые)  $C = 5 \cdot 10^9$  и  $\mu = -3,5$

Таким образом, аналитическое выражение для  $P_n = f(h, \rho)$  при плотности  $\rho = 200-214$  кг/м<sup>3</sup> имеет вид

$$P_n = 5 * 10^9 h^{-3.5} \quad (3.1)$$

Выражение (3.1) можно еще представить в другом виде

$$P_n h^{-3.5} = 5 * 10^9 = const \quad (3.2)$$

Соотношение представляет собой уравнение гиперболы в координатах  $x = h^{3.5}$ ,  $y = P_n$ .

Для группы результатов таблиц 3.8 при плотности  $\rho = 250-290$  кг/м<sup>3</sup> выберем значение  $P_n$  для двух зазоров:  $h=60$  мм и  $P_n=870$ ;  $h=80$  мм и  $P_n=210$

Выбор значений  $P_n$  нужно производить при достаточно близких плоскостях  $\rho$  сырья.

Система двух уравнений здесь выглядит так

$$\begin{cases} 870 = c \cdot 60^\mu \\ 210 = c \cdot 80^\mu \end{cases} \quad (3.3)$$

Решение для (3.3) имеет вид (приблизительно)

$$C = 6,8 * 10^9; \quad \mu = -5$$

и в явном виде уравнение кривой для давления при плотности сырья  $\rho=250-290 \text{ кг/м}^3$  выглядит так

$$P_n = 6,8 \cdot 10^6 \cdot h^{-5} \quad (3.4)$$

Выражение (3.4) можно также представить в виде гиперболы

$$P_n \cdot h^{-5} = 6,8 \cdot 10^6 = \text{const} \quad (3.5)$$

в координатах  $x=h^5$ ,  $y=P_n$ .

Найдем теперь выражение для  $P_n=f(h, \rho)$  при плотности сырья  $\rho=310-360 \text{ кг/м}^3$ . Из таблицы 3.8 для  $h=40 \text{ мм}$  возьмем  $P_n=800$  и для  $h=60 \text{ мм}$  будет  $P_n=450$ . Система уравнений для вибрации значений  $h$  и  $P_n$  выглядит так

$$\begin{cases} 800 = c \cdot 40^\mu \\ 450 = c \cdot 60^\mu \end{cases} \quad (3.6)$$

Решение этой системы имеет вид (приблизительно)

$$C=2 \cdot 10^5; \quad \mu=-1,5$$

Теперь в явном виде аналитическое выражение  $P_n=f(h, \rho)$  выглядит так

$$P_n = 2 \cdot 10^5 \cdot h^{-1,5} \quad (3.7)$$

или в виде гипербол

$$P_n \cdot h^{-1,5} = 2 \cdot 10^5 = \text{const} \quad (3.8)$$

в координатах  $x=h^{1,5}$ ,  $y=P_n$ .

Таким образом, все теоретические обобщения для сил давления, полученных в процессе экспериментов, выглядит так:

Таблица 3.10

Плотность сырья $\rho \text{ кг/м}^3$	Давление нормальная $P_n=f(h, \rho)$ на конце лопатки
200-214	$P_n = 5 \cdot 10^9 \cdot h^{-3,5}$
250-290	$P_n = 6,8 \cdot 10^6 \cdot h^{-5}$
310-360	$P_n = 2 \cdot 10^5 \cdot h^{-1,5}$

Величина « $h$ », как видно из рисунка 3.5 зависит в основном от зазора и глубины впадины лопастями, причем, если с увеличением зазора между лопастями « $h$ » растет, то с увеличением глубины впадины уменьшается. Так как нормальное давление с увеличением « $h$ » снижается (таблица 3.10), то соответственно, увеличение зазора и уменьшение глубины впадины между лопастями приводят к снижению нормального давления. Но изменение конструкции питателя приводит к изменению неравномерности питания. Поэтому необходимо учесть влияние конструктивных параметров на неравномерность питания.

**3.3 Изучение влияния конструктивных параметров питателя на неравномерность питания.** В существующих питателях очистителей и джинов в качестве органа, регулирующего объем подаваемого в машину хлопка, используется пара шестилопастных валиков. В самой конструкции этих валиков заложены условия создания неравномерности питания машины. Изучению неравномерности питания посвящены ряд теоретических и экспериментальных исследований.

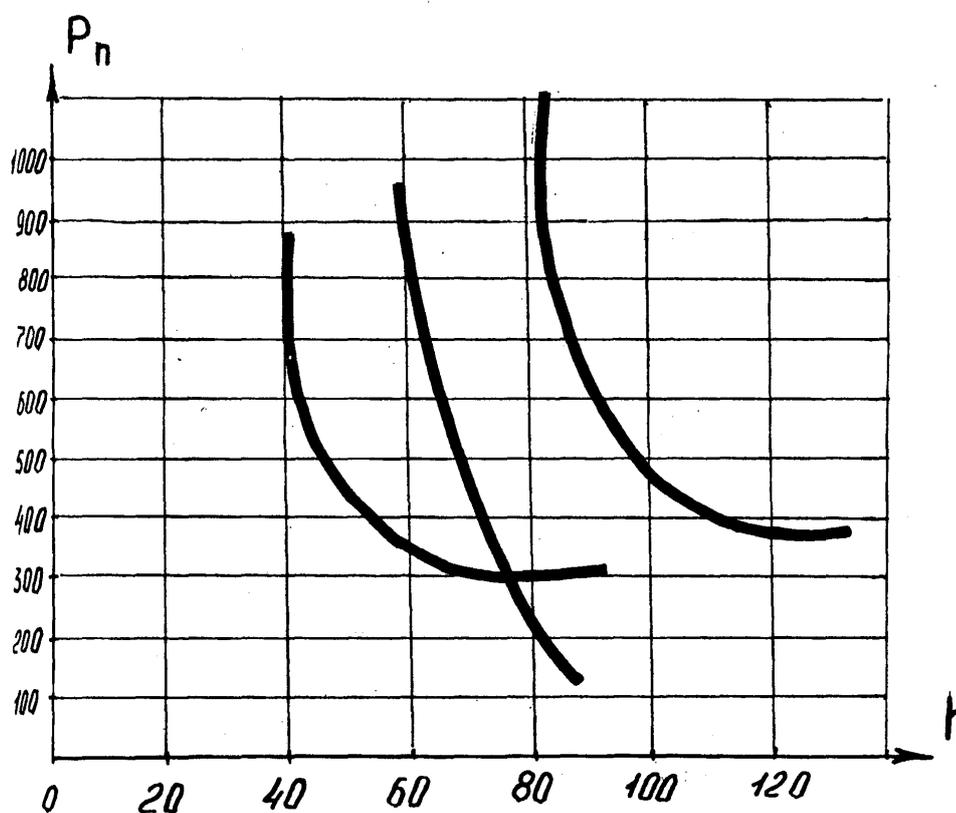


Рисунок 3.5.

Теоретические исследования позволили получить зависимость между конструктивными параметрами питающих валиков и неравномерностью питания.

Экспериментальные же исследования, из-за отсутствия методики определения неравномерности питания, каких-либо значительных результатов не дали. Разработанные же самими исследователями методики не учитывают ряд важнейших факторов, влияние которых во много раз превышает основной результат. Поэтому мы для изучения влияния конструктивных параметров питателя на неравномерность питания воспользовались результатами теоретического изучения процесса питания, где в результате сравнения двух способов установки питающих валиков один относительно другого, что при противостоящих лопастях неравномерность питания гораздо выше, чем при смещенных лопастях.

$$\delta = \frac{1,4642(R-r)}{4\left(\frac{A}{2} - R\right) + 2,7321(R-r)} * 100\%$$

где  $R$  – радиус питающих валиков по окружности выступов;

$A$  – расстояние между центрами питающих валиков;

$r$  – радиус питающих валиков по окружности впадин.

После преобразований это уравнение приняло вид

$$\delta = \frac{1,4642 * h}{2l + 2,7321 * n} * 100\%$$

Результаты расчетов коэффициента неравномерности приведены в таблице 3.11.

С увеличением зазора между питающими валиками неравномерность питания уменьшается, а с увеличением глубины впадины между лопастями увеличивается. При этом надо учитывать, что при увеличении зазора между питающими валиками свыше 0,07-0,076 м, по данным работы, теряется контроль за движением продукта, и хлопок, не заполняя межлопастного пространства, начинает проваливаться в зазор между валиками.

### **3.4 Выводы по разделу**

1. Полнофакторными экспериментами получены оптимальные параметры рабочих органов питателя.
2. Изучено влияние конструктивных параметров питателя на неравномерность питателя.

#### 4. ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

Расчет экономической эффективности от внедрения в производство модернизированного пильного джина проведен по «Методике определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений»

Расчет годового экономического эффекта производится по формуле 4.3. методики:

$$\mathcal{E} = \left[ 3_1 \cdot \frac{\vartheta_2}{\vartheta_1} \cdot \frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} + \frac{(U'_1 - U'_2) - E_H \cdot (K'_2 - K'_1)}{P_2 + E_H} - 3_2 \right] \cdot A_2 \quad (4.1)$$

где,  $3_1$  - приведенные затраты базового изделия;

$3_2$  - приведенные затраты по новому изделию;

$\frac{\vartheta_2}{\vartheta_1}$  - коэффициент учета роста производительности нового средства

труда по сравнению с базовым;

$\vartheta_2, \vartheta_1$  - годовые объемы продукции (работы), производимые при использовании единицы соответственно базового и нового средства труда в натуральных единицах;

$\frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H}$  - коэффициент учета изменения срока службы нового

средства труда по сравнению с базовым; принимая срок службы базового и внедряемого средства труда одинаковым, данный коэффициент равен 1;

$P_1$  и  $P_2$  - доли отчислений от балансовой стоимости на восстановление базового и нового средства труда. Рассчитываются как величины, обратные сроком службы средств труда, определяемым с учетом их морального износа. Если норма на реновацию составляет 16,4 %, то  $P_1 = P_2 = 0,1296$ ;

$E_H$  - нормативный коэффициент эффективности – 0,15;

$\frac{(U'_1 - U'_2) - E_H(K'_2 - K'_1)}{P_2 + E_H}$  - экономия потребителя на текущих издержках

эксплуатации и отчислениях от сопутствующих капитальных вложений за весь срок службы нового средств труда по сравнению с базовым, сум;  
 $K'_1$  и  $K'_2$  - сопутствующие капитальные вложения потребителя при использовании базового и нового средств труда в расчет на объем продукции (работы), производимой с помощью нового средств труда, сум;  
 $U'_1$  и  $U'_2$  - годовые эксплуатационные издержки потребителя при использовании им базового и нового средств труда в расчете на объем продукции во внедряемом варианте;  
 $A_2$  - годовой объем производства продукции новых средств труда в расчетному году, в натуральных единицах.

$$\mathcal{E}_K = (C_1 - C_2) \cdot A' \quad (4.2)$$

где,

$C_1$  и  $C_2$  - средняя (с учетом классности) оптовая цена единицы продукции, Сум;

$A'$  - количество продукции перешедшей в высшей класс, тонна.

Таким образом, общий экономический эффект от внедрения новой техники определяется по формуле:

$$\mathcal{E}_{\text{общ}} = \mathcal{E} + \mathcal{E}_K \quad (4.3)$$

Экономическая эффективность определялось путем сравнения только по изменяемым статьям затрат и с учетом изменений во внедряемом варианте сумм. Капитальных вложений, затрат на амортизацию, ремонт, а также качественных показателей выпускаемого волокна по вариантам. При проведении производственных испытаний джина с новым ускорителем сырцового валика, диски которого на валу установлены с помощью упругого элемента (резина) на Бахтском хлопкоочистительном заводе перерабатывался хлопок-сырец разновидности «Ан-Баявут-2» первого сорта первого класса с исходной влажностью 8,6 % и засоренностью 5,8 %.

В результате переработки хлопка – сырца получено волокна первого сорта, при этом после джина содержание пороков и сорных примесей составило при существующем джине марки 5ДП-130-4,5 %, а при модернизированном джине – 3,9 %.

Режим работы хлопкоочистительного завода согласно регламента следующий: пятидневная рабочая неделя, число рабочих суток – 253, работы двухсменная, производительное время работы – 3728 часа.

Исходные данные для расчета экономической эффективности нового средства труда внесены в табл. 4.1.

Таблица 4.1.

Исходные данные для расчета экономической эффективности от внедрения нового средства труда

№	Показатель	Единица измерения	Варианты	
			Базовый	Новый
1	2	4	5	6
1	Годовой объем производство	тонна	25000	25000
2	Количество машины	Шт.	2	2
3	Производительность машины	т/час	5,0	5,0
4	Установленная мощность	кВт	120	120
5	Амортизационные отчисления на оборудование	%	15	15
6	Отчисления на текущий ремонт	%	5	5
7	Отчисления на транспортировку и монтаж	%	10	10
8	Стоимость 1 кВт.час потребляемой электроэнергии	Сум	94	94
9	Затрат коэффициента на установленная мощность	Сум	6400	6400

1	2	4	5	6
10	Минимальная оплата	Сум	0,7	0,7
11	Отчисление на соц. страхование	%	62920	60920

Таблица 4.2.

Определения годовых эксплуатационных издержек потребителя при использовании базового и внедряемого оборудования, в сумах.

№	Показатели	Варианты	
		Базовый	Внедряемый
1	Стоимость машины без учёта модернизации	112790	114419
2	Отчисления на транспортировку и монтаж	10572	10722,3
3	Прямые капитальные затраты	78026	79818
4	Затрата на НИР и ОКР		720
5	Капитальные вложения в производственные фонды по изготовлению оборудования с учётом дополнительных затрат НИР и ОКР	83914	84887
6	Приведённые затраты по изготовлению оборудования	71283	72791
7	Эксплуатационные издержки, всего в том числе:	84462,7	44552,2
8	- амортизационные отчисления	24933,4	85100,6
9	- отчисления на текущий ремонт	6731,9	6789,6
10	- затраты на электроэнергию	52797,4	52797,4

Определение сопутствующих капитальных вложений.

Сопутствующие капитальные вложения, отнесенные к изготовлению нового средства труда, определяется в размере 10 % от стоимости базового и внедряемого оборудования:

$$K_1 = \frac{32740160 \cdot 10}{100} = 12141.6 \text{ тыс. сум};$$

$$K_2 = \frac{123071 \cdot 10}{100} = 12307.1 \text{ тыс. сум},$$

подставляя полученные значения в формулу (4.1), получим годовой экономический эффект от внедрения предлагаемой машины на производство:

$$\begin{aligned} \mathcal{E} &= 71283 \cdot 1.03 \cdot 1.0 + \frac{(85100.6 - 84462.7) - 0,15(12307.1 - 12141,6)}{0,16 + 0,15} - \\ &- 72791 = 2608.14 \text{ тыс. сум} \end{aligned}$$

## ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Проведен анализ исследований по совершенствованию питателей хлопка.
2. Изучены конструктивные особенности питающих валиков, колковых барабанов и сороотводящих сеток питателей.
3. Рекомендованы перспективные схемы рабочих органов питателей хлопка.
4. Предложена формула для определения равномерности питателя хлопка
5. Изучен характер влияния случайного сопротивления на скорость барабана питателя.
6. Определено условие захвата летучки хлопка лопастями питателя.
7. Получено выражение для определения коэффициента трения хлопка по поверхности лопастей питателя хлопка.
8. Полнофакторными экспериментами получены оптимальные параметры рабочих органов питателя.
9. Изучено влияние конструктивных параметров питателя на неравномерность питателя.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРА

1. Исследование механизмов питания и регулирования хлопкоочистительных машин (отчёт) ТИТЛП. Мирошниченко Г.И. - Ташкент, 1974.-117 с.
2. Курбанова Г. А. Исследование и изыскание оптимальных конструктивных параметров питающих устройств очистителей для хлопка-сырца. - Автореф. Дисс. канд. техн. наук. - Кострома. 1974. - 18 с.
3. Лугачёв А.Е. и др. Исследование равномерности подачи материала питателям хлопковых машин.- Хлопковая промышленность. - №2. - С. 14-16.
4. Бурнашев Р.З. и др. Деформация слоя хлопка-сырца лопастями питающих валиков хлопкоочистительных машин. - Хлопковая промышленность, 1980. - №3. - 18-19.
5. Сосновский Ю.С. Исследование и выбор оптимальных параметров. Дисс. канд. техн. наук. - Ташкент, 1971. - 222 с.
6. Расулов А. Разработка оптимальной системы питания хлопком-сырцом валичного джина. - Автореф. Дисс. канд. техн. наук. - Ташкент, 1983. - 20 с.
7. Корабельников Р.В. и др. Теоретические основы работы питающих валиков хлопкоочистительных машин. - В сб.: Технология текстильного сырья и материалов. - Ташкент, 1984. - С. 23-27.
8. Роганов Б.И. производительность валичного джина.- Дис. канд. техн. наук. - Ташкент, 1942. - 155 с.
9. Джаббаров Г. Д. Исследование скоростного режима колково-барабанного очистителя хлопка-сырца. - Хлопковая промышленность, 1972. -№3. -С. 12-13.
10. Болдинский Г.И. и др. Выбор формы колка в очистителях мелкого сора. - Хлопковая промышленность, 1974. - №1. -С. 16-18.
11. Сафаев А. А. Повышение эффективности очистки хлопка-сырца

тонковолокнистых сортов совершенствованием ударно-разрыхлительных устройств очистителей хлопкового сора. Дисс. канд. техн. наук. - Ташкент, 1986.-120 с.

12. Тихомиров Г.А и др. Влияние пневмотранспортных установок на порообразование в хлопке-сырце и волокне. - Хлопковая промышленность, 1973. - №1. - С. 5-6. 1978. - №2. - С. 13-14.

13. Хафизов И.К. и др. Пути повышения качества волокна, перерабатываемого хлопкозаводами валичного джинирования. - Хлопковая промышленность, 1978. - №2. - С. 13-14.

14. Павляк А.И. Исследование процесса валичного джинирования. - Дисс. канд. техн. наук. - Ташкент, 1971. - 172 с.

15. Расулов А. И др. О разрыхлительном эффекте разделителя долек хлопка-сырца на летучки. - Хлопковая промышленность, 1979. - №5. -С. 7-8.

16. Расулов А. И др. Совершенствование системы питания валичного джина. - В сб.: Совершенствование техники и технологии хлопкоочистительной промышленности. - М.: ЦНИИГЭИлегпром, 1979. - С. 32-39.

17. Расулов А. Разработка оптимальной системы питания хлопком-сырцом валичного джина. - Дисс. канд. техн. наук. - Ташкент, 1983. - 183 с.

18. Бахтиярова Ф.М. Совершенствование процесса питания валичного джина хлопком с целью повышения качества волокна и семян.- Дисс. канд. техн. наук. - Ташкент, 1985. - 175 с.

19. А.С. №672233 (Уз.Р.) Устройство для питания машин по обработке хлопка-сырца / Г.И. Мирошниченко Г.И. - Ташкент, 1974. - 117 с.

20. Гулямов Ш.Г. и др. Испытание экспериментального образца питателя с рыхлительной парой. - Хлопковая промышленность, 1979. - №3. - С. 19-20.

21. Хафизов И.К. и др. Исследование разрыхлительного эффекта разделителя долек тонковолокнистого хлопка-сырца на летучки. - Хлопковая промышленность, 1979. - №3. - С. 9-11.

22. Техника и технология производства хлопка-сырца и его первичная обработка в США. - Ташкент: УзНИИНТИД988. -208с.
23. Изучение и испытание импортного оборудования фирм: «Муррей», «Платт-Люммус», «Континенталь/Мосс-Гордин», «Хардвик-Эттер» и выдача рекомендаций промышленности (отчёт), тема 27, 35-70, ЦНИИХПром. - Ташкент, 1973.- 100 с.
24. Джураев А.Д. Моделирование динамики машинных агрегатов хлопка перерабатывающих машин. Фан, 1984 г.
25. Корабелников Р.В., Хафизов И.К., Мавлявиева Ф.М. Влияние конструкции лопастных валиков на равномерность питания. Реф. Сб. Хлопковая промышленность. № 4, 1980 г.
26. Кожевников С.Н. Теории механизмов и машин. М.: 1977. с. 584.
27. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин. М.: Наука, 1972. с. 384.
28. Техника и технология производства хлопка-сырца и его первичная обработка в США. - Ташкент: УзНИИНТИД988. -211 с.
29. Ривин Е.И. Динамика привода станков. М.: Машиностроение. 1966, с.204.
30. Пинчук И.С. Переходные процессов в асинхронных двигателях при периодической нагрузке. Электричество. М.: 1975. №9. с.27-30.
- 31 А Жураев- Мирахмедов Д.Ю. Мовлонов О. Холтураев Х. Экспериментальное исследование колкового барабана питателя хлопка Ж. «Проблемы текстиля» №3, 2008г. Стр. 112-114
32. <http://ima.uz/>
- 33.[http://www1.fips.ru/wps/wcm/connect/content\\_ru/ru/inform\\_resources/inform\\_retrieval\\_system/](http://www1.fips.ru/wps/wcm/connect/content_ru/ru/inform_resources/inform_retrieval_system/)
- 34.<http://www.gogle.com/search?tbm=pts&tbo=1&hl=en&q=chain+drive&btnG=Search+Patents>
35. <http://diss.rsl.ru/>
- 36 .<http://www.rusart.uz/croduction/>

37. [http://www.viniki.ru/catalog\\_v\\_tu/asp?50-hage](http://www.viniki.ru/catalog_v_tu/asp?50-hage)
38. <http://www.samjackson.com>
39. <http://www.cotton.com>
40. <http://www.bibliotekar.ru/teh-tvorchestvo/85.htm>.
41. [http://www.krugosvet.ru/REMENNAYA\\_PEREDACHA.html](http://www.krugosvet.ru/REMENNAYA_PEREDACHA.html).
42. <http://pda.shpora.net/index.cgi?act=view&id=43691>
43. <http://www.nowb.bauery.ru/theme/ecjljgy/>

# ПРИЛОЖЕНИЕ