

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»

На правах рукописи

ГУБАНОВ СЕРГЕЙ ГЕННАДЬЕВИЧ

**ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ И
КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШТРИПСОВЫХ СТАНКОВ**

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:

Кандидат технических наук, доцент

Секретов Михаил Валентинович

Москва - 2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	9
1.1. Современное состояние и перспективы развития моделей штрипсовых станков.....	9
1.2. Анализ производительности и надежности штрипсовых станков.....	12
1.3. Система «пильная рама» и привод ее вертикальной подачи.....	13
1.4. Анализ существующих методов исследований динамических нагрузок в СПР и ПВП штрипсовых станков.....	14
Выводы по главе.....	16
2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЫПУКЛОЙ ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ ПИЛЬНОЙ РАМЫ	19
2.1. Геометрические параметры узла "пильная рама"	19
2.2. Определение положения зоны контакта рабочего инструмента с заготовкой при выпуклой траектории движения рабочего органа	22
2.3. Определение усилий на ходовых винтах, вызванных вследствие контакта штрипсовых пил с распиливаемым блоком, при выпуклой траектории движения пильной рамы.....	24
2.3.1. Определение плеча действия силы p со стороны блока на штрипсовую пилу по отношению к точкам крепления (опорам) пилы к пильной раме.....	24
2.3.2. Определение силы P , действующей со стороны заготовки на рабочий инструмент.....	26
2.4. Влияние сил на нагрузку, действующую на ходовые винты	36
2.5. Силы, действующие при движении СПР при распиливании.....	38
2.6. Учет сил тяжести и сил инерции при выпуклой траектории движения СПР	42

2.7. Определение крутящих моментов в ПВП пильной рамы	44
Выводы по главе.....	46
3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧИХ НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИИ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПОДАЧИ ШТРИПСОВЫХ СТАНКОВ С ВЫПУКЛОЙ И МАЯТНИКОВОЙ ТРАЕКТОРИЕЙ ДВИЖЕНИЯ ПИЛЬНОЙ РАМЫ.....	47
3.1. Экспериментальное исследование нагрузок в приводе вертикальной подачи пильной рамы.....	47
3.2. Анализ жесткости привода вертикальной подачи штрипсовых станков	58
3.2.1. Расчет валов на прочность и выносливость	64
3.2.2. Построение графиков нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсового станка с невысокой жёсткостью передаточных звеньев	68
3.3. Сравнительный анализ действующих нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсовых станков с маятниковой и выпуклой траекторией движения пильной рамы.....	69
Выводы по главе.....	81
4. АНАЛИЗ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШТРИПСОВЫХ СТАНКОВ С КРИВОЛИНЕЙНОЙ ТРАЕКТОРИЕЙ ДВИЖЕНИЯ ПИЛЬНОЙ РАМЫ С ЦЕЛЮ ПОВЫШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ	84
4.1. Прочностные расчеты элементов конструкции штрипсовых станков	84
4.1.1 Выбор рациональных режимных параметров штрипсовых станков	84
4.1.2. Анализ проведенных прочностных расчетов деталей трансмиссии	86
4.1.3. Прочностной расчет ходовых винтов и ходовых гаек с учетом абразивного износа рабочих поверхностей витков	87
4.1.4. Установление продолжительности работы до наиболее вероятной поломки гайки.....	89
4.1.5. Повышение долговечности ходовых винтов и ходовых гаек.....	91
4.2. Динамический и прочностной анализ перспективных моделей штрипсовых камнераспиловочных станков	93
4.2.1. Анализ нагрузок в системе «пильная рама» и приводе	

вертикальной подачи	93
4.2.2. Прочностной анализ ходовых винтов и ходовых гаек привода	
вертикальной подачи пильной рамы	99
4.2.3. Прочностной анализ зубчатых передач привода вертикальной подачи	
пильной рамы	111
4.2.4. Штрипсовый комплекс	115
Выводы по главе.....	117
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	119
ЛИТЕРАТУРА	122
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	129
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	130

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Камнеобрабатывающее производство в России недостаточно развито. Объемы производимых изделий из камня значительно ниже спроса. Одним из способов решения этой задачи является повышение производительности оборудования для распиливания камня. Одним из видов такого оборудования, имеющего высокую производительность и относительную надежность, являются штрипсовые станки для распиливания крепких горных пород. Продукцией, выпускаемой штрипсовыми станками, являются тонкомерные плиты-заготовки большой ширины. Такие плиты можно получать с помощью штрипсового дробового и алмазно-канатного способа распиливания. Но при этом штрипсовый дробовой дешевле алмазного способа в 1,5-2 раза. Недостатком штрипсового дробового способа являются большие потери при последующей шлифовально-полировальной операции по отношению с алмазно-канатным, а также относительно большие потери на сепарацию и рекуперацию дроби. Недостатком алмазно-канатного способа является частые порывы канатов, которые снижают надежность оборудования. Эти два способа распиливания являются конкурирующими.

Штрипсовые станки применяются на крупных камнеобрабатывающих предприятиях. Одним из таких является Московский камнеобрабатывающий комбинат (г. Долгопрудный, Московская область). Они работают в тяжелых условиях: высокие динамические нагрузки, высокоабразивная и обводненная среда, вследствие чего возникают отказы различных систем станка. При этом стоит задача повышения их производительности. Эту задачу можно решить за счет увеличения размеров рабочего пространства, а именно поперечной длины пильной рамы, а также за счет оптимизации траектории движения рабочего инструмента (штрипсовых пил). Поэтому, исследования, направленные на повышение производительности штрипсовых станков путем обоснования и выбора их рациональных динамических и конструктивных параметров являются актуальными.

Цель работы – повышение производительности штрипсовых станков за счет установления рациональных динамических и конструктивных параметров.

Идея работы заключается в учете прогиба штрипсовых пил, величина которого влияет на динамические нагрузки в системе «пильная рама», а также приводе ее вертикальной подачи.

Задачи исследования. Цель достигается решением следующих основных задач:

- **анализом** современного состояния и перспектив развития конструкций штрипсовых станков с криволинейной траекторией пильной рамы;
- **анализом производительности и** надёжности станка, позволяющим определить слабые узлы станка;
- **разработкой** математических моделей нагрузок в системе «пильная рама» штрипсового станка и приводе вертикальной подачи при выпуклой траектории распиливания;
- **сопоставительным анализом** экспериментальных и теоретических исследований характера нагрузок, возникающих в системе «ходовой винт – ходовая гайка» привода вертикальной подачи станка для подтверждения корректности созданных математических моделей;
- **сравнительным анализом** действующих нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсовых станков с маятниковой и выпуклой траекторией движения пильной рамы;
- **установлением рациональных конструктивных параметров** привода вертикальной подачи (диаметра d_2 , длины $L_{ХГ}$, шага S ходовой гайки, модуля зубчатой передачи редуктора ходового винта $тог$ поперечной длины пильной рамы $L_{ПР}$ на основании прочностных расчётов);
- **разработкой** схемы штрипсового комплекса максимально возможной производительности.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Разработана математическая модель выпуклой траектории движения системы «пильная рама» штрипсового станка, учитывающая динамические нагрузки в приводе вертикальной подачи с жёсткой системой передаточных звеньев, на основании которой установлены зависимости изменения осевого усилия на ходовых винтах F_{iXB} и крутящего момента на передаточных звеньях

$M_{зв}$, позволяющие определить рациональные конструктивные параметры станка.

2. Математическая модель действующего крутящего момента $M_{кр}$ в передаточных звеньях привода вертикальной подачи пильной рамы штрипсовых станков с невысокой жёсткостью, на основании которой определены рациональные величины диаметров длинных передаточных валов, получены зависимости изменения крутящего момента $M_{кр}$ на передаточных звеньях во времени.

3. Получены зависимости изменения прочностных и конструктивных параметров передаточных звеньев (среднего диаметра ходовой гайки d_2 и модуля зубчатой передачи m) привода вертикальной подачи от ширины пильной рамы, которые позволяют повысить производительность штрипсового станка.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждена теоретическими и экспериментальными исследованиями. Расхождение результатов экспериментальных и теоретических исследований нагрузок в приводе вертикальной подачи пильной рамы не превышает 5%.

Научное значение диссертации заключается: в разработке математической модели выпуклой траектории, на основании которой были определены зависимости динамических нагрузок в системе «пильная рама» и приводе ее вертикальной подачи во времени; в установлении срока вероятного отказа ходовой гайки с учетом скорости абразивного изнашивания витков резьбы.

Практическое значение выполненных исследований заключается в разработке методик: проведения эксперимента по определению нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсового станка; определения сроков замены ходовых гаек привода вертикальной подачи штрипсового станка; определения сроков замены зубчатых колёс редуктора ходового винта. Методики выполняются по алгоритмам, которые реализуются в компьютерной математической программе «Mathcad».

Реализация выводов и рекомендаций работы

ООО «МКК» и ООО «Гипроуглемаш» приняли к использованию следующие результаты диссертационной работы:

- методику проведения эксперимента по определению нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсового станка;
- методику определения сроков замены ходовых гаек привода вертикальной подачи штрипсового станка;
- методику определения сроков замены зубчатых колёс редуктора ходового винта.

Апробация работы. По результатам диссертации сделаны доклады на нижеследующих научных форумах:

- Международный научный симпозиум «Неделя горняка - 2013 гг. (г. Москва, МГГУ);
- XVII Международная экологическая конференция студентов и молодых ученых «Горное дело и окружающая среда. Инновации и высокие технологии XXI века» - 2013 гг. (г. Москва, МГГУ);
- 9-я Международная научная школа молодых ученых и специалистов «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых» в 2012 г. (г. Москва, ИПКОН РАН);
- VI Международная научно-техническая конференция «Современные техника и технологии горно-металлургической отрасли и пути их развития» – в 2013 г. (г. Навои, Узбекистан)
- семинары кафедры Горные машины и оборудование в 2010-2015 гг. (г. Москва, МГГУ).

Публикации. Результаты выполненных исследований освещены в пяти публикациях, в том числе в двух статьях, опубликованных в изданиях, входящих в перечень Высшей аттестационной комиссии Министерства образования и науки Российской Федерации.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа на **130** страницах основного текста, состоит из введения, четырех глав, заключения, приложения, содержит список использованных источников из **82** наименований и включает **90** рисунков.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. Современное состояние и перспективы развития моделей штрипсовых станков

С увеличением числа строительных работ, значительно возросла потребность в производстве облицовочных изделий из камня. В этой связи, актуальной становится задача повышения производительности технологического оборудования для распиливания камня. Основными видами технологического оборудования для распиливания камня являются: штрипсовые, дисковые и канатные станки.

На сегодняшний день штрипсовый метод распиловки камня является самым распространенным. Высокая производительность, надежность и энергоэффективность, обеспечивают исключительную экономическую эффективность этого метода по сравнению с другими методами, применяемыми для распиловки камня

Штрипсовые станки (рисунок 1.1) предназначены для распиливания гранитных блоков на плиты-заготовки. Процесс распиливания осуществляется при помощи штрипсовых пил, которые осуществляя возвратно-поступательное движение, протаскивают дробь с пульпой по дну пропила, увеличивая при этом его глубину. Штрипсовые станки получили широкое распространение, как на отечественных камнеобрабатывающих предприятиях, так и во всем мире. Широкое применение этих станков обусловлено высокими показателями устойчивости и жесткости материаллоразрушающего инструмента, возможностью распиловки плит больших размеров с малыми потерями материала при распиливании, а также низкая энергоемкость рабочего процесса.



Рисунок 1.1 – Штрипсовый станок

Штрипсовые станки по характеру траектории движения пильной рамы подразделяются на станки прямолинейным и криволинейным движением. Применение станков с криволинейной траекторией движения пильной рамы получило куда более большое распространение, чем с прямолинейной [59].

Штрипсовые станки эксплуатируются в суровых условиях (рисунок 1.4): высокие динамические нагрузки, высокоабразивная и высокообводненная среда, ведут к возникновению большего количества отказов. Анализ эксплуатации штрипсовых станков показал, что доля механических отказов составляет 40% от их общего числа (рисунок 1.2). При этом на систему «Пильная рама – ходовые винты – ходовые гайки (далее по тексту СПР) и привод ее вертикальной подачи (далее по тексту ПВП) приходится до 30% от общего числа отказов. Среднее время наработки на отказ пильной штрипсового станка составляет 32000ч. Среднее время наработки на отказ ПВП штрипсового станка составляет 1150ч.



Рисунок 1.2 – Отказы штрипсового станка

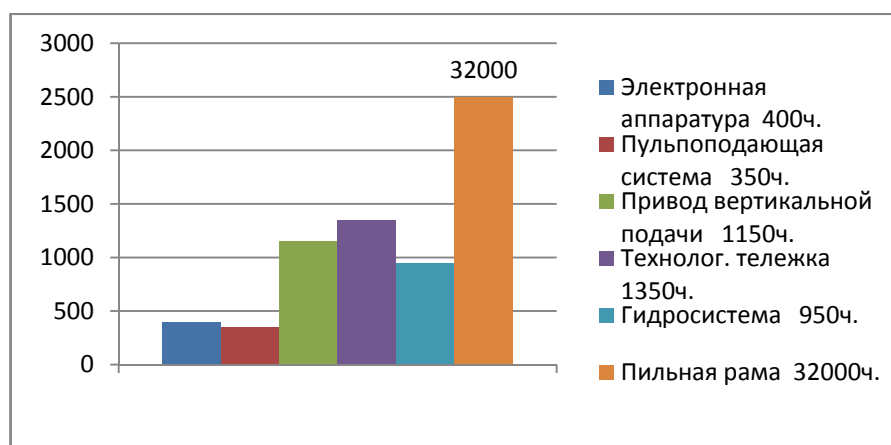


Рисунок 1.3 - Среднее время наработки на отказ систем штрипсового станка



Рисунок 1.4 – Условия эксплуатации штрипсовых станков

Высокие динамические нагрузки и высокоабразивная среда (рисунок 1.5) ведут к поломке некоторых деталей и узлов станка. К такому роду поломкам относят смятие и даже обрыв витков резьбы ходовых винта и гайки, возникающих в результате абразивного износа, а также усталостного разрушения и пластической деформации. Также в основном видам поломок относят усталостное разрушение элементов маятниковой подвески.



Рисунок 1.5 – Абразивный износ ходовой гайки

1.2. Анализ производительности и надежности штрипсовых станков

Анализ производительности и надежности штрипсовых станков был представлен в кандидатской диссертации Михаила Валентиновича Секретова «Обоснование и выбор рациональных параметров штрипсовых станков» [47]. При проведении анализа были определены значения эксплуатационной производительности штрипсовых станков, а также значения показателей их надежности. Помимо этого были определены зависимости изменения во времени и показатели безотказной работы и ремонтпригодности. Определено: среднее время наработки на отказ T_o , значение среднего времени восстановления T_v . На основании проведенных исследований был предложен метод установления показателей надежности штрипсовых станков с использованием коэффициента готовности K_r [47]. Анализ проведенных

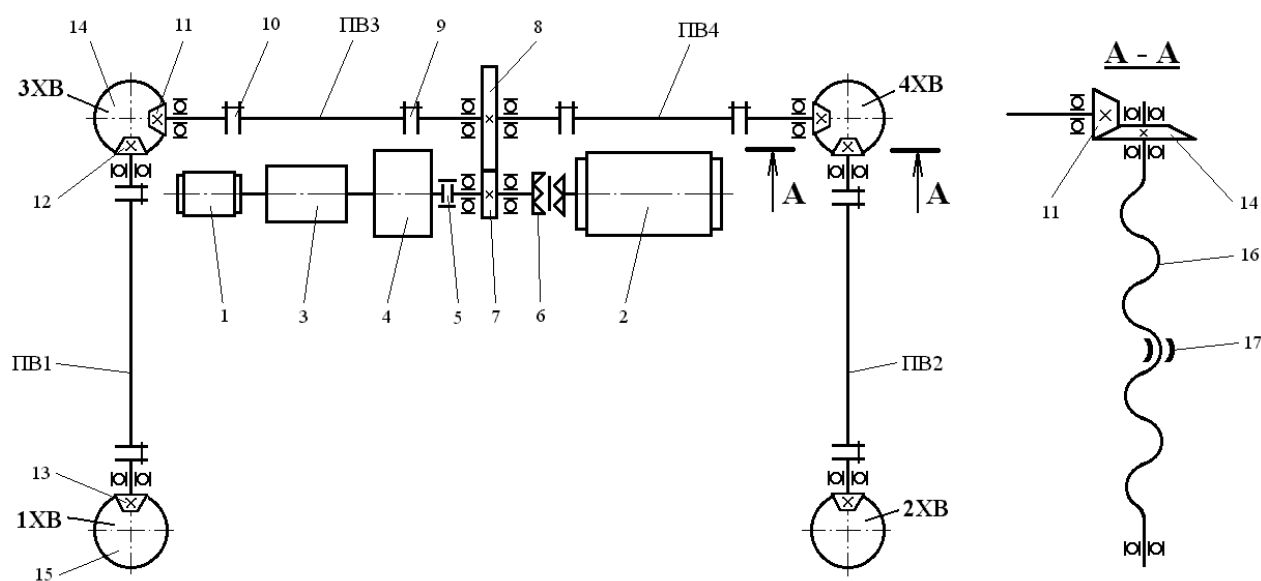
исследований позволяет определить основными направления повышения производительности штрипсовых станков.

1.3. Система «пильной рама» и привод ее вертикальной подачи

Анализ надежности и эксплуатационных показателей штрипсовых станков, показывает что основное влияние на производительность и надежность работы станка, оказывает СПР и ПВП. Как уже указывалось ранее доля отказов в этих узлах достигает до 30% от общего числа отказов. В связи с этим, эти две системы будут детально изучены в данной работе.

Узел ПВП предназначен для создания усилия распиловки. Это усилие характеризуется прижиманием штрипсовой пилы к распиливаемому блоку.

Кинематическая схема узла ПВП представлена на рисунке 1.6 [47].



1 – электродвигатель рабочей подачи; 2 – электродвигатель ускоренной подачи; 3 – система вариаторного регулирования; 4 – планетарный редуктор; 5 – зубчатая муфта; 6 – кулачковая муфта; 7,8 – цилиндрические зубчатые колёса (цилиндрический редуктор); 9 – втулочная муфта; 10 – дисковая муфта; 11, 12,13 – коническая вал-шестерня; 14,15 – коническое зубчатое колесо; 16 – ходовой винт; 17 – ходовая гайка.

Рисунок 1.6 - Кинематическая схема ПВП штрипсового станка:

На современных моделях штрипсовых станков, устанавливаются двигатели вертикальной подачи с невысокой мощностью. Данный факт позволяет отнести штрипсовые станки к оборудованию с невысокой энергоемкостью. Мощность электродвигателя ПВП определяется по следующей зависимости [47]

$$P = M\omega = \frac{Fv}{\eta},$$

где M – крутящий момент на валу двигателя, Н·м, ω – угловая скорость двигателя, с⁻¹; F – сила (Н), создаваемая рабочим органом по вертикальной оси; v – скорость подачи пильной рамы, м/с; η – коэффициент полезного действия [47].

Процесс вертикальной подачи рабочего органа станка играет важную роль для определения динамических нагрузок в передаточных звеньях,

Важным элементом системы ПВП пильной рамы являются ходовые винты, предназначенные для передачи усилия через ходовые гайки на СПР.

Рабочим органом штрипсового станка является пильная рама. Рабочий орган станка состоит из штрипсовых пил.

При распиливании горной породы, станками имеющими криволинейную траекторию движения рабочего органа, возникают большие нагрузки в передаточных звеньях ПВП станка, что становится причиной частых отказов конструктивных элементов станка [40, 43]..

Для проведения прочностных расчетов, необходимо определить зависимости динамических нагрузок, действующих в СПР и ПВП.

1.4. Анализ существующих методов исследований динамических нагрузок в СПР и ПВП штрипсовых станков

Анализ ранее проведенных исследований показал, что существующих методик определения значений и характера динамических нагрузок в узлах штрипсовых станков достаточно мало. При этом ранее не производилось математическое описание выпуклой траектории движений штрипсовых станков

с невысокой жесткостью передаточных элементов. Существующие современные модели станков, разрабатывались на результатах анализа практического опыта, без проведения научного обоснования.

Анализ литературы показал, что она в основном носит ознакомительный характер.

Исследования по оптимизации работы штрипсовых проводились российскими и иностранными учеными Секретовым М.В., Сычевым Ю.И., Картавым Н.Г., Морозовым В.И., Берлиной Ю.Я., Шалаевым И.Я., Волуевым И.В., Ткачем В.Р., Первовым К.М., Александровым В.А., Варданяном К.С., Баграмяном Г.М., Прокофьевым Г.Ф., Шкодой Р.М., Черкашиным И.Ю., Царицыным В.В., Ленсом Г.Х., Ванингером, Хасданом С.М., Викрамой К. и другими.

Описание режимов эксплуатации, анализы конструкций и надежности анализ надежности штрипсовых станков были рассмотрены в работах Секретова М.В., Сычёва Ю.И., Картавого Н.Г. Берлина Ю.Я., Шалаева И.Я., Волуева И.В. [31, 56, 59]. В работах этих ученых, а также зарубежных ученых Ленса Г.Х., Ванингера, Хасдана С.М., Прокофьева Г.Ф., Царицына В.В., Поволоцкого С.В. проводились исследования устойчивости рабочего инструмента, а также были установлены критические значения усилия на рабочий инструмент [22, 60, 63, 64, 68].

Особое значение для проведения исследований имеет методика установления кинематических и динамических параметров штрипсовых станков представленная в литературе [31]. Важными параметрами для проведения дальнейших исследований являются: значение параметра частоты качания пильной рамы; инерционные силы, возникающие в приводе основного движения, которым является качение рабочего органа станка, с учетом которых определяются значения сил инерции кривошипно-шатунного механизма, а также установлены параметры маховика станка.

Анализ конструкций штрипсовых станков, выпущенных мировой промышленностью за последние годы, показывает, что основной тенденцией их развития является увеличение поперечной длины пильной рамы. Увеличение поперечной длины пильной рамы позволяет устанавливать на штрипсовых станках большее количество пил, что в свою очередь позволяет значительно увеличить их производительность.

Несмотря на высокую надежность и производительность штрипсовых станков, есть много моментов, требующих дальнейшей оптимизации и повышения эффективности.

Важной научной задачей является определение наиболее оптимальной траектории движения пильной рамы штрипсового станка. Решением такой задачи может быть построение высокоточной математической модели.

Проведенные исследования показывают, что актуальными научными задачами является:

- Создание математических моделей нагрузок в СПР штрипсового станка и ПВП при выпуклой траектории распиливания. Создание таких математических моделей позволит производить прочностные расчеты передаточных звеньев системы вертикальной подачи станка;
- Проведение экспериментальных исследований характера нагрузок, возникающих в системах СПР и ВПВ станка для подтверждения корректности созданных математических моделей;
- Повышение производительности штрипсовых станков за счёт установления наиболее оптимального значения поперечной длины рабочего органа станка, определяемого исходя из прочностных расчётов конструкции.

Выводы по главе

В первой главе дано описание эксплуатации штрипсовых станков, перечислены отказы, возникающие при эксплуатации этого оборудования.

Был проведен анализ исследований показателей, характеризующий показатели надежности исследуемого оборудования, таких как: определение

времени наработки на отказ и среднего значения затрачиваемого времени на восстановление деталей и узлов станка, определена вероятность безотказной работы и другие показатели. Анализ данных показателей необходим для определения наиболее неблагонадежных систем станка [47].

Анализ исследований надежности штрипсовых станков показал, что главными системами, которые имеют низкую надежность, являются системы СПР и ПВП. Описаны принципы работы указанных систем, а также определена актуальная научная задача по исследованию динамических нагрузок, возникающих в этих системах.

Анализ конструкций штрипсовых станков, выпущенных мировой промышленностью за последние годы, показывает, что основной тенденцией их развития является увеличение поперечной длины пильной рамы. Увеличение поперечной длины пильной рамы позволяет устанавливать на штрипсовых станках большее количество пил, что в свою очередь позволяет значительно увеличить их производительность.

Несмотря на высокую надежность и производительность штрипсовых станков, есть много моментов, требующих дальнейшей оптимизации и повышения эффективности.

Важной научной задачей является математическое описание криволинейной траектории движения пильной рамы штрипсового станка. Решением такой задачи может быть построение высокоточной математической модели.

Установлено, что актуальной научной задачей является создание математических моделей, которые позволят определить динамические нагрузки в СПР и ПВП штрипсового станка. Определение этих нагрузок необходимо для обоснования и выбора рациональных динамических и конструктивных параметров штрипсовых станков. Обоснование и выбор рациональных динамических и конструктивных параметров штрипсовых станков позволяют повысить производительность штрипсовых станков.

В завершении первой главы представлен анализ, проведенных ранее исследований динамических нагрузок в различных узлах штрипсовых станков, которые были учтены при проведении исследований в этой диссертационной работе.

2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЫПУКЛОЙ ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ ПИЛЬНОЙ РАМЫ

2.1. Геометрические параметры узла "пильная рама"

Схема СПР представлена на рисунке 2.1, где R_p – длина маятниковой подвески, м; S – расстояние между точками подвеса O_2 и O_2' , по длине пильной рамы, м; L – расстояние между точками крепления маятниковых подвесок к пильной раме по её длине M и N , м; Ψ_1 и Ψ_2 – текущие углы отклонения маятниковых подвесок, рад; β – угол отклонения пильной рамы от горизонтального положения, рад.

Для того чтобы найти требуемые кинематические и динамические параметры СПР необходимо определить вначале зависимости $\beta(\Psi_2)$ и $\Psi_1(\Psi_2)$.

Из рисунка 2.1 по теореме косинусов [10]

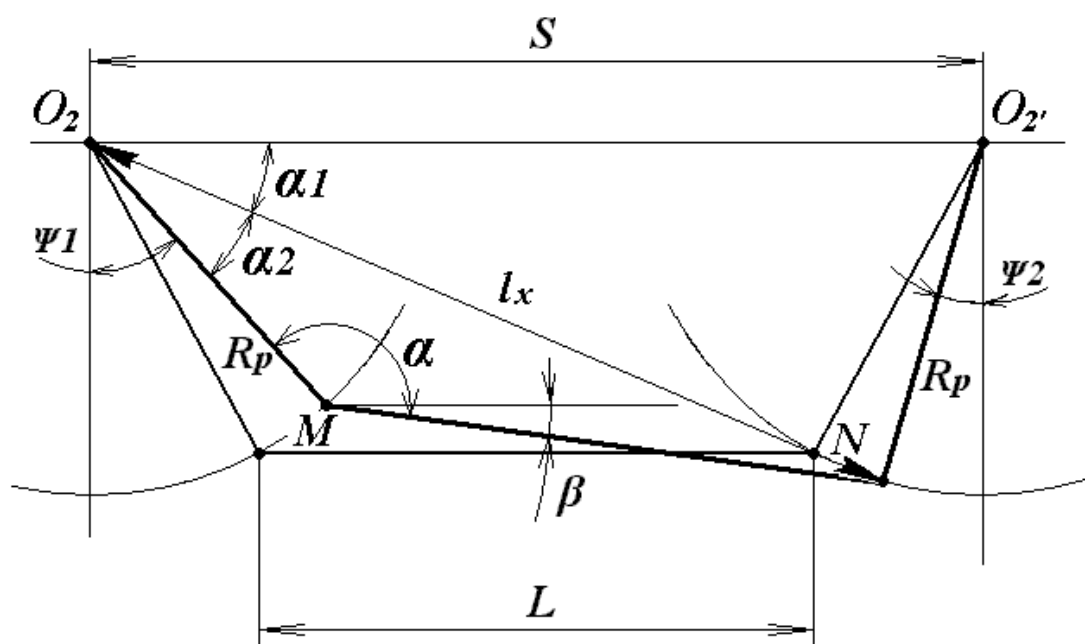


Рисунок 2.1 - Схема для определения зависимостей отклонения $\beta(\Psi_2)$ и $\Psi_1(\Psi_2)$ при выпуклой траектории движения пильной рамы

$$l_x^2 = S^2 + R_p^2 - 2 \cdot S \cdot R_p \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \Psi_2\right), \quad (2.1)$$

отсюда

$$l_x = \sqrt{S^2 + R_p^2 - 2 \cdot S \cdot R_p \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \Psi_2\right)}. \quad (2.2)$$

Также параметр l_x можно записать в следующем виде

$$l_x^2 = L^2 + R_p^2 - 2 \cdot R_p \cdot \cos \alpha. \quad (2.3)$$

Приравнивая правые части уравнений (2.1) и (2.3), из полученного равенства найдем угол α

$$\alpha = \arccos \left[\frac{L^2 - S^2 + 2 \cdot S \cdot R_p \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \Psi_2\right)}{2 \cdot L \cdot R_p} \right].$$

По теореме синусов

$$\frac{l_x}{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \Psi_2\right)} = \frac{R_p}{\sin \alpha_1},$$

отсюда

$$\alpha_1 = \arcsin \left[\frac{R_p \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \Psi_2\right)}{l_x} \right].$$

По теореме косинусов

$$L^2 = l_x^2 + R_p^2 - 2 \cdot l_x \cdot R_p \cdot \cos \alpha_2,$$

отсюда

$$\alpha_2 = \arccos \left[\frac{l_x^2 + R_p^2 - L^2}{2 \cdot l_x \cdot R_p} \right].$$

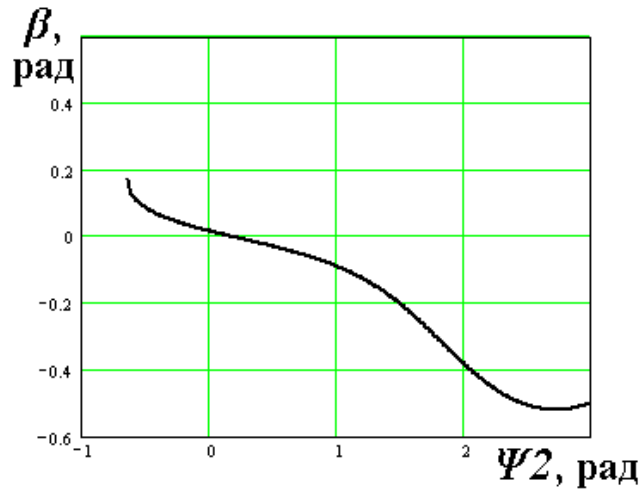


Рисунок 2.2 - График зависимости угла отклонения рабочего органа β от положения подвески станка Ψ_2

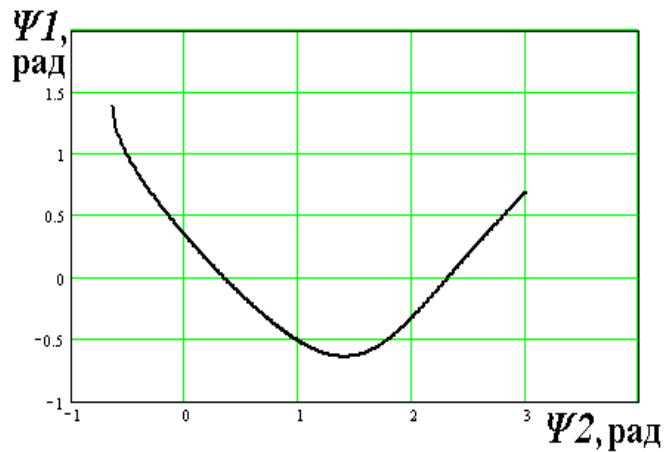


Рисунок 2.3 - График зависимости угла отклонения маятниковых подвесок $\Psi_1(\Psi_2)$

Определив углы α, α_1 и α_2 , определим угол β

$$\beta = \alpha + \alpha_1 + \alpha_2 - \pi.$$

Таким образом, определена зависимость $\beta(\Psi_2)$.

Зная зависимость $\beta(\Psi_2)$ нетрудно определить зависимость $\Psi_1(\Psi_2)$. Она находится из соотношения (см. рисунок 2.1)

$$\cos \beta = \frac{S - R_p \cdot (\sin \Psi_1 + \sin \Psi_2)}{L},$$

отсюда

$$\Psi_1 = \arcsin \left(\frac{S - L \cdot \cos \beta}{R_p} - \sin \Psi_2 \right).$$

Графики $\beta(\Psi_2)$ и $\Psi_1(\Psi_2)$ представлены на рисунках 2.2 и 2.3.

2.2. Определение положения зоны контакта рабочего инструмента с заготовкой при выпуклой траектории движения рабочего органа

Для определения координат расположения точки контакта рабочего инструмента пилы с блоком (выпуклая траектория движения пильной рамы),

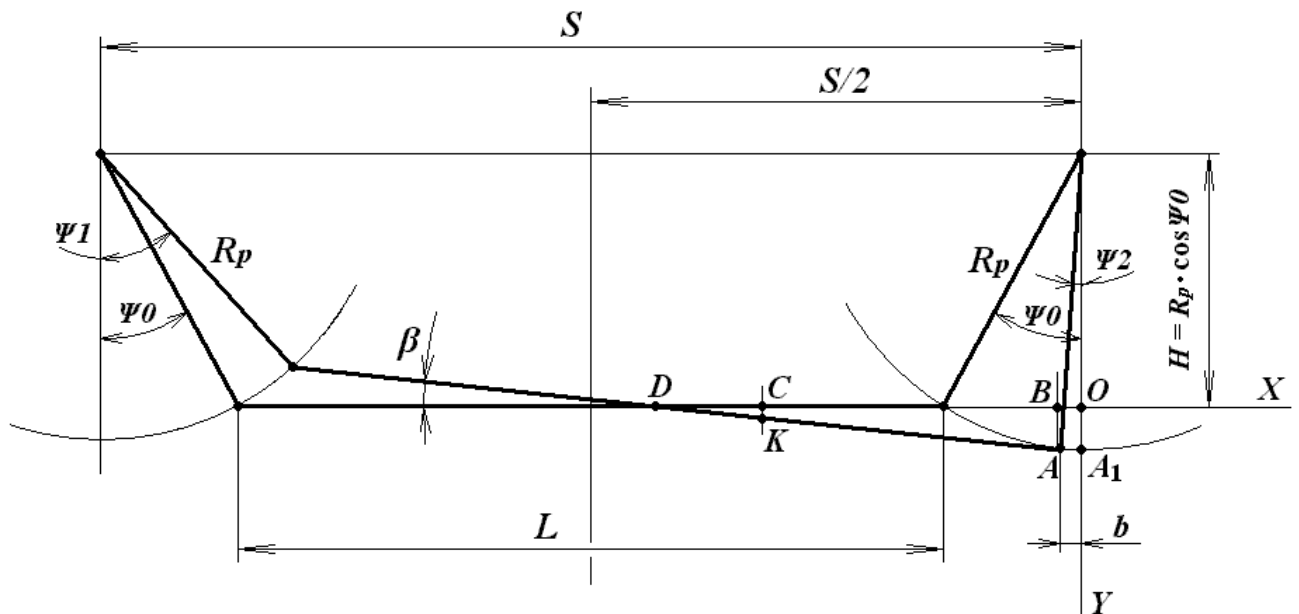


Рисунок 2.4 - Схема для определения точки контакта рабочего инструмента с блоком при выпуклой траектории движения пильной рамы

составим расчётную схему (см. рисунок 2.4). На этой схеме показаны два положения СПР: первое – при угле отклонения маятниковых подвесок, равное Ψ_0 (то есть при угле отклонения пильной рамы от горизонтального положения $\beta = 0$); второе – текущее. Рассматриваемые два положения образуют треугольник ΔADB . На этом треугольнике в пределах расположения распиливаемого блока выбирается вертикальный отрезок KC . В системе координат XOY отрезок $KC = y$ – вертикальная координата точки K ,

соответственно, $CO = x$ – горизонтальная координата точки K . Контакт в точке K будет происходить тогда, когда координата y будет максимальной ($y = y_{\max}$) при заданном положении x и значениях перемещения подвесок Ψ_1 и Ψ_2 , рабочий инструмент взаимодействует с заготовкой без возникновения прогибов, $P = 0$. Распиловка будет осуществляться в обычном режиме при не рассматривании операций запиливания и допиливания.

Найдем значения отрезка KC от угла перемещения подвески Ψ_2 , то есть $KC(\Psi_2)$ или $y(\Psi_2)$, с применением правила подобия

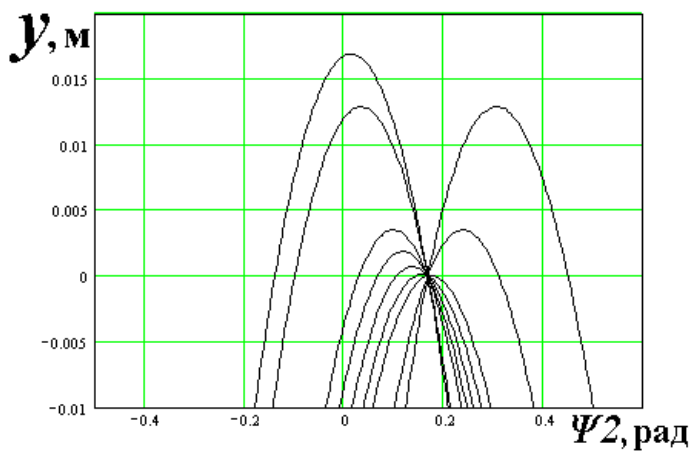


Рисунок 2.5 - Зависимость $y(\Psi_2)$ для разных значений x

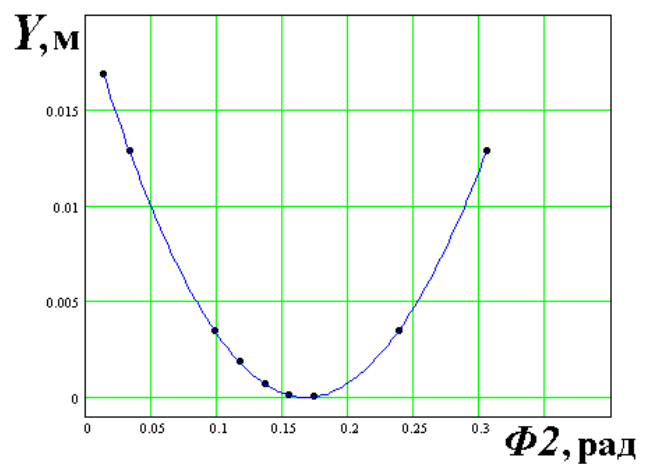


Рисунок 2.6 - Зависимость максимальных значений Y от Φ_2

треугольников ΔKDC и ΔADB . Это правило позволяет составить зависимость

$$\frac{KC}{AB} = \frac{DC}{DB},$$

тогда

$$KC = \frac{AB \cdot DC}{DB} = \frac{AB \cdot (DB - CB)}{DB}. \quad (2.4)$$

Здесь $CB + b = CO = x$, где $b = R_p \cdot \sin \Psi_2$. тогда $CB = CO - b = CO - R_p \cdot \sin \Psi_2$.

В результате зависимость (2.4) будет выглядеть следующим образом

$$KC = \frac{AB \cdot (DB - CO + R_p \cdot \sin \Psi_2)}{DB}. \quad (2.5)$$

Зависимость $AB = R_p \cdot \cos \Psi_2 - R_p \cdot \cos \Psi_0 = R_p \cdot \cos \Psi_2 - H$. Зависимость

$$DB = \frac{AB}{\operatorname{tg} \beta}.$$

Подставим полученные зависимости в формулу (2.5), в результате получим зависимость

$$KC = R_p \cdot (\cos \Psi_2 - \cos \Psi_0) - \operatorname{tg} \beta (CO - R_p \cdot \sin \Psi_2).$$

Зависимость с учетом координат примет вид

$$y = R_p \cdot (\cos \Psi_2 - \cos \Psi_0) - \operatorname{tg} \beta (x - R_p \cdot \sin \Psi_2). \quad (2.6)$$

Зная координату x определим выражение y от Ψ_2 . Самое большое значение y , y_{\max} характеризует зону взаимодействия рабочего инструмента с заготовкой, тогда центральная точка зоны контакта будет описаны положением x, y_{\max} . На рисунке 2.5 изображены кривые $y(\Psi_2)$ характеризующие разные координаты x . Зная максимальное значение y_{\max} , соответствующие конкретному значению Ψ_2 , моделируется интерполяционная линия $Y(\Phi_2)$, на которой Y будет равно значению y_{\max} , а $\Phi_2 - \Psi_2$. Значимые точки $[\Psi_2, y_{\max}]$ и линия $Y(\Phi_2)$ изображены на рисунке 2.6. Построенные графики созданы с использованием программы MathCAD [21, 47].

2.3. Определение усилий на ходовых винтах, вызванных вследствие контакта штрипсовых пил с распиливаемым блоком, при выпуклой траектории движения пильной рамы

2.3.1. Определение плеча действия силы p со стороны блока на штрипсовую пилу по отношению к точкам крепления (опорам) пилы к пильной раме

При выпуклой траектории движения рабочего органа взаимодействие рабочего инструмента с заготовкой можно считать точечным. Для того чтобы рассчитать усилия на ходовых винтах, прежде всего необходимо

знать плечо действия силы взаимодействия рабочего инструмента с заготовкой P по отношению к точкам крепления (опорам) пилы к пильной раме. Из рисунка - 2.4 видно, что таким плечом при контакте в точке K будет являться отрезок CB . Отрезок $CB = x - b = x - R_p \cdot \sin \Psi_2$. Если рассматривать выражение (2.6), то вместо значения y подставляется интерполяционная зависимость $Y(\Phi_2)$, а вместо $x - R_p \cdot \sin \Psi_2$ значение CB . При этом получим

$$Y(\Phi_2) = R_p \cdot (\cos \Phi_2 - \cos \Psi_0) - \operatorname{tg} \beta \cdot CB,$$

отсюда получим

$$CB = \frac{R_p \cdot (\cos \Phi_2 - \cos \Psi_0) - Y(\Phi_2)}{\operatorname{tg} \beta}.$$

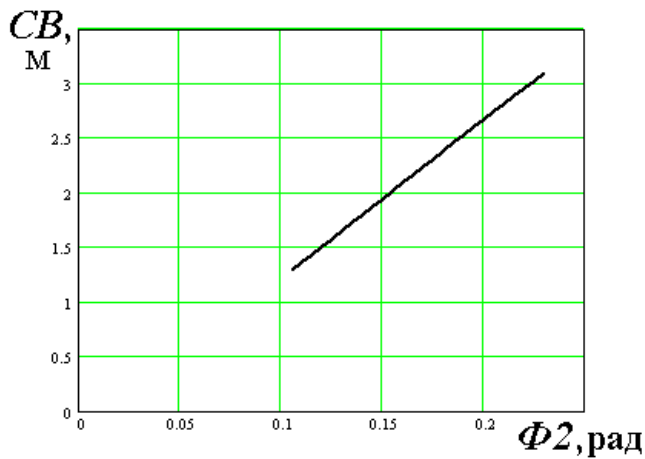


Рисунок 2.7 - Зависимость $CB(\Phi_2)$

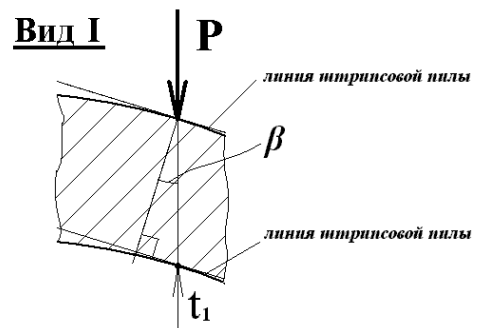
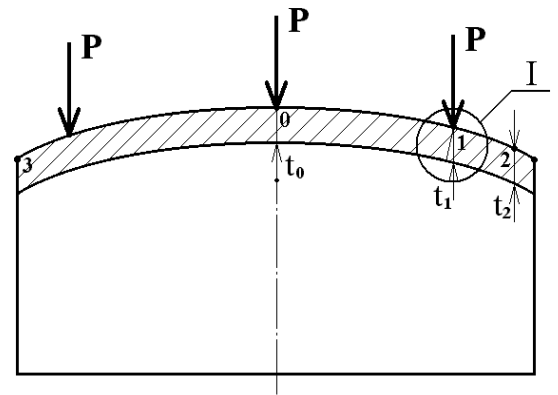


Рисунок 2.8 - Схема действия силы P со стороны штрипсовой пилы на блок

Заметим, что величина CB существует только при условии, что $\frac{S - L_{БЛ}}{2} \leq x \leq \frac{S + L_{БЛ}}{2}$. Зависимость $CB(\Phi 2)$ представлена на рис.2.30.

2.3.2. Определение силы P , действующей со стороны заготовки на рабочий инструмент

Для определения усилий на ходовых винтах составим расчётную схему на рисунке 2.8 и 2.9. На рисунке 2.9 $F_{ШТР.i}$ и $F_{ШТР.k}$ реакции в опорах **A** и **B** (местах шарнирного крепления штрипсовой пилы к пильной раме). Чтобы найти значения $F_{ШТР.i}$ и $F_{ШТР.k}$, необходимо знать характер действия силы P . На рисунке 2.8 t_0, t_1, t_2 – величина съёма обрабатываемого материала. Примем, что $t_0 = t_1 = t_2$, так как съём материала происходит равномерно.

Поэтому, надо приложить одинаковую силу прижима P в точках контакта 0, 1, 2. Обозначим эту силу, как P_{const} . Таким образом, сила, оказывающая воздействие на рабочий инструмент со стороны заготовки, будет $P \cdot \cos \beta$ (согласно виду I см. рисунок 2.8).

Составим уравнение моментов относительно точек **A** и **B** (рисунок 2.9)

$$\sum M_A = 0 \quad - P \cdot \cos \beta \cdot \left(L_{ШТР} - \frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta} \right) + F_{ШТР.k} \cdot \cos \beta \cdot L_{ШТР} = 0,$$

отсюда

$$F_{ШТР.k} = P \cdot \left(1 - \frac{CB(\Phi 2)}{L_{ШТР} \cdot \cos \beta} \right) \quad (2.7)$$

и

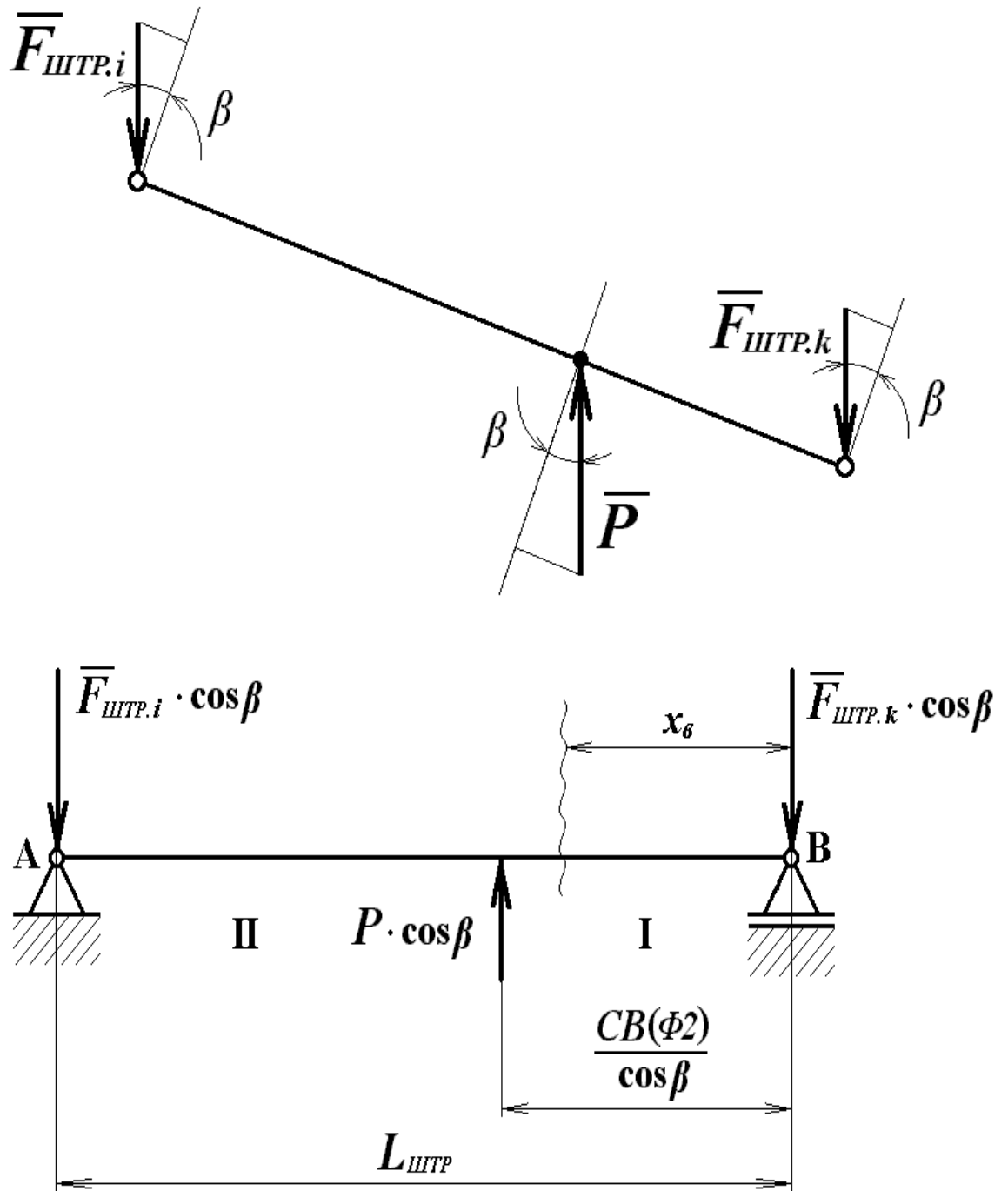


Рисунок 2.9 - Схема действия сил P со стороны блока на штриповую пилу и реактивных сил $F_{ШТР.i}$ и $F_{ШТР.k}$

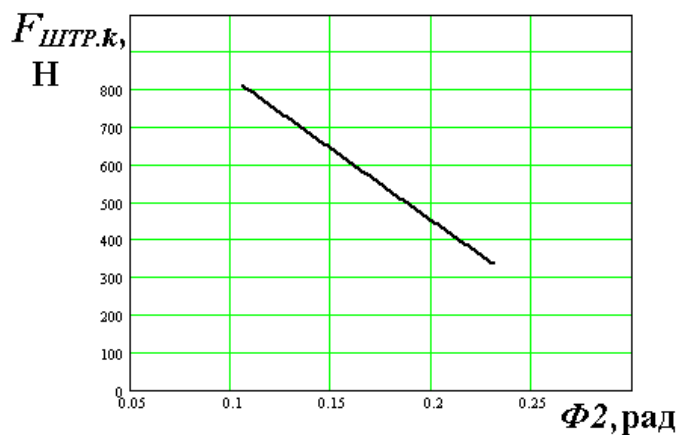


Рисунок 2.10 - Зависимости

$$F_{штр.к}(\Phi_2)$$

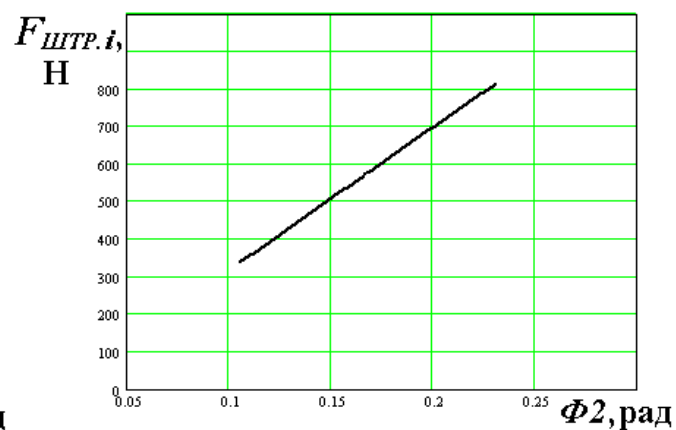


Рисунок 2.11 - Зависимости

$$F_{штр.и}(\Phi_2)$$

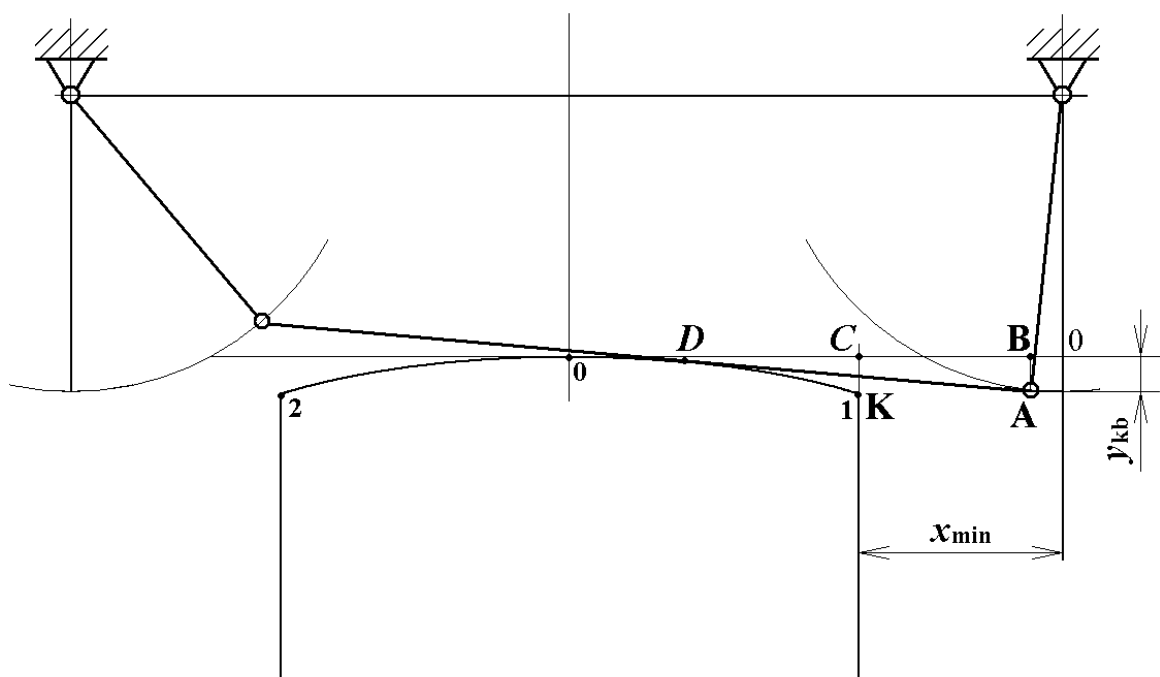


Рисунок 2.12 - Определение прогибов штрипсовой пилы в

точках начала (1), конца (2) (и наоборот) контакта штрипсовой пилы с блоком

$$\sum M_B = 0 \quad P \cdot \cos \beta \cdot \frac{CB(\Phi_2)}{\cos \beta} + F_{штр.и} \cdot \cos \beta \cdot L_{штр} = 0$$

отсюда

$$F_{штр.и} = \frac{P \cdot CB(\Phi_2)}{L_{штр} \cdot \cos \beta} \quad (2.8)$$

Зависимости $F_{ШТР.k}(\Phi 2)$ и $F_{ШТР.i}(\Phi 2)$ представлены на рисунках 2.10 и 2.11.

Теперь необходимо знать характер изменения силы P в начале и конце контакта рабочего инструмента с заготовкой в точках 1 и 2 (рисунок 2.12). В этих точках сила P изменяться от 0 до P_{const} и наоборот. Соответственно этому будут изменяться и прогибы рабочего инструмента. В связи с этим составим универсальное уравнение упругой линии рабочего инструмента, пилы. Вначале определим изгибающие моменты сил на участках I и II (рисунок 2.9,б)

$$I) M = -F_{ШТР.k} \cdot \cos \beta \cdot x_e$$

$$II) M = -F_{ШТР.k} \cdot \cos \beta \cdot x_e + P \cdot \cos \beta \cdot \left(x_e - \frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta} \right).$$

Зависимость будет представлена следующим образом [6, 66]

$$EJ_z y_{II} = EJ_z y_0 + EJ_z \theta_0 x_e - F_{ШТР.k} \cdot \cos \beta \cdot \frac{(x_e)^3}{6} \Big|_I + P \cdot \cos \beta \cdot \frac{\left(x_e - \frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta} \right)^3}{6} \Big|_{II}.$$

1) при значениях $x_e = 0$ $y_{II} = y_0 = 0$;

2) при значениях $x_e = L_{ШТР}$ $y_{II} = 0$;

$$EJ_z \theta_0 = \frac{F_{ШТР.k} \cdot \cos \beta \cdot \frac{(x_e)^3}{6} - P \cdot \cos \beta \cdot \frac{\left(x_e - \frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta} \right)^3}{6}}{x_e} =$$

$$= F_{ШТР.k} \cdot \cos \beta \cdot \frac{L_{ШТР}^2}{6} - P \cdot \cos \beta \cdot \frac{\left(L_{ШТР} - \frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta} \right)^3}{6 \cdot L_{ШТР}}.$$

Для участка I

$$EJ_z y_{II} = F_{ШТР.k} \cdot \cos \beta \cdot \frac{L_{ШТР}^2 \cdot x_e}{6} - P \cdot \cos \beta \cdot x_e \cdot \frac{\left(L_{ШТР} - \frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta} \right)^3}{6 \cdot L_{ШТР}} - F_{ШТР.k} \cdot \cos \beta \cdot \frac{(x_e)^3}{6}, (2.9)$$

преобразовав выражение (2.9) получим

$$EJ_z y_{II} = \frac{P \cdot \cos \beta \cdot x_{\epsilon}}{6} \cdot \left[\left(1 - \frac{CB(\Phi 2)}{L_{ШТР} \cdot \cos \beta} \right) \cdot (L_{ШТР}^2 - x_{\epsilon}^2) - \frac{\left(L_{ШТР} - \frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta} \right)^3}{L_{ШТР}} \right],$$

отсюда

$$y_{II} = \frac{P}{EJ_z} \cdot \frac{\cos \beta \cdot x_{\epsilon}}{6} \cdot \left[\left(1 - \frac{CB(\Phi 2)}{L_{ШТР} \cdot \cos \beta} \right) \cdot (L_{ШТР}^2 - x_{\epsilon}^2) - \frac{\left(L_{ШТР} - \frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta} \right)^3}{L_{ШТР}} \right] \quad (2.10)$$

подставив в выражение (2.10) $x_{\epsilon} = \frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta}$ и преобразовав его, окончательно получим

$$y_{II} = \frac{P}{EJ_z} \cdot \left[\left(\frac{CB^2(\Phi 2)}{3 \cdot \cos \beta} \right) \cdot \left(\frac{\left(L_{ШТР} - \frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta} \right)^2}{L_{ШТР}} \right) \right]. \quad (2.11)$$

Если учитывать растягивающие силы P_p , то получим выражение

$$y_{IIp} = \frac{y_{II}}{1 + \frac{P_p}{P_K}}. \quad (2.12)$$

Прогиб в точке, являющейся началом взаимодействия рабочего инструмента с заготовкой, то есть в точке 1 на рисунке 2.11 найдём, исходя из выражения (2.6)

$$y_{nk} = R_p \cdot (\cos \Phi 2 - \cos \Psi 0) - \operatorname{tg} \beta (x_{\min} - R_p \cdot \sin \Phi 2), \quad (2.13)$$

где $x_{\min} = \frac{S - L_{БЛ}}{2}$. График $y_{nk}(\Phi 2)$ представлен на рисунке 2.13. Из выражения (2.13) или с графика на рисунке 2.13 находим максимальное значение $y_{nk \max}$, которое существует только при угле положения подвески $\Phi 2_{nk \max}$. Из условия

$$y_{nk}(\Phi 2) = y_{nk \max} - \left(\frac{y_{IIp}(\text{при } \Phi 2 \min)}{\cos \beta} \right), \text{ где } \Phi 2 \min - \text{угол отклонения подвески, при}$$

котором в точке 1 сила прижима P достигает значения P_{const} (см. рисунок 2.7, крайнее нижнее положение прямой), находим угол Φ_{2nk} – угол отклонения подвески, при котором происходит начало взаимодействий рабочего инструмента с заготовкой. При этом сила P равна 0. Значение прогиба для текущего значения Φ_2 в точке 1 рабочего инструмента найдём по формуле

$$Y_n = y_{nk}(\Phi_2) - y_{nk}(\text{при } \Phi_{2nk}).$$

Значение Y_n существует только при условии $\Phi_{2nk} \leq \Phi_2 \leq \Phi_{2nk \max}$. Зависимость $Y_n(\Phi_2)$ представлена на рисунке 2.14.

Аналогично найдём прогиб в точке 2 на рисунке 2.12, являющейся концом взаимодействия рабочего инструмента с заготовкой. Значение y_{kk} аналогичное выражению y_{nk} будет иметь вид

$$y_{kk} = R_p \cdot (\cos \Phi_2 - \cos \Psi_0) - \operatorname{tg} \beta (x_{\max} - R_p \cdot \sin \Phi_2), \quad (2.14)$$

где $x_{\max} = \frac{S + L_{\text{БЛ}}}{2}$. Зависимости $y_{kk}(\Phi_2)$ представлены на рисунке 2.15. На основании зависимости (2.14) и зависимостей представленных на рисунке 2.15 определим максимальное значение $y_{kk \max}$, которое допустимо исключено значении угла отклонения маятниковой подвески $\Phi_{2kk \max}$. На основании зависимости $y_{kk}(\Phi_2) = y_{kk \max} - \left(\frac{y_{\text{пр}}(\text{при } \Phi_{2 \max})}{\cos \beta} \right)$, где $\Phi_{2 \max}$ – угол отклонения маятниковой подвески, при значении которого в точке 2 прижимающая сила P , равная, будет уменьшаться (см. рисунок 2.7, верхнее крайнее положение прямой), определим угол Φ_{2kk} – значение угла отклонения маятниковой подвески, при котором заканчивается контакт рабочего инструмента с заготовкой. Примем, что сила $P = 0$. Определим величину прогиба для текущего положения Φ_2 в точке 2 рабочего инструмента по следующей зависимости

$$Y_k = y_{kk}(\Phi_2) - y_{kk}(\text{при } \Phi_{2kk}).$$

Значение Y_k допустимо исключительно при выполнении условия зависимости $\Phi_{2kk \max} \leq \Phi_2 \leq \Phi_{2kk}$. Зависимость $Y_k(\Phi_2)$ представлена на рисунке 2.16.



Рисунок 2.13 – Кривая зависимости $y_{nk}(\Phi_2)$

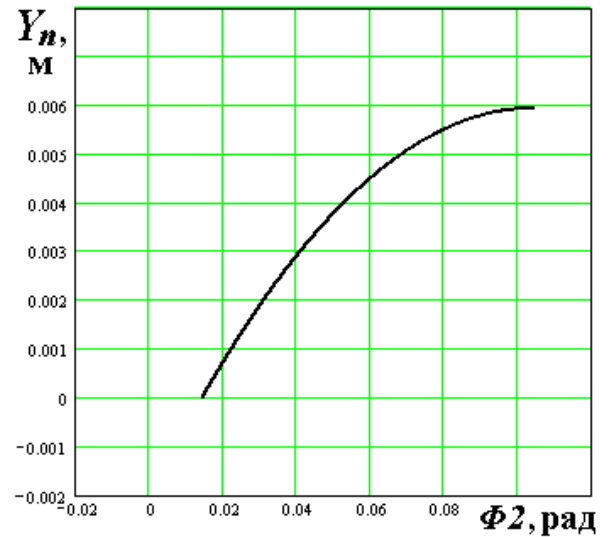


Рисунок 2.14 - Кривая зависимости $Y_n(\Phi_2)$



Рисунок 2.15 - Кривая зависимости $y_{kk}(\Phi_2)$

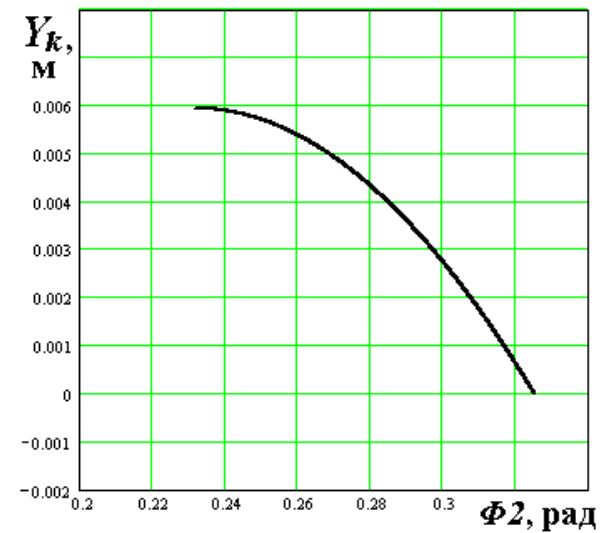


Рисунок 2.16 - Кривая зависимости $Y_k(\Phi_2)$

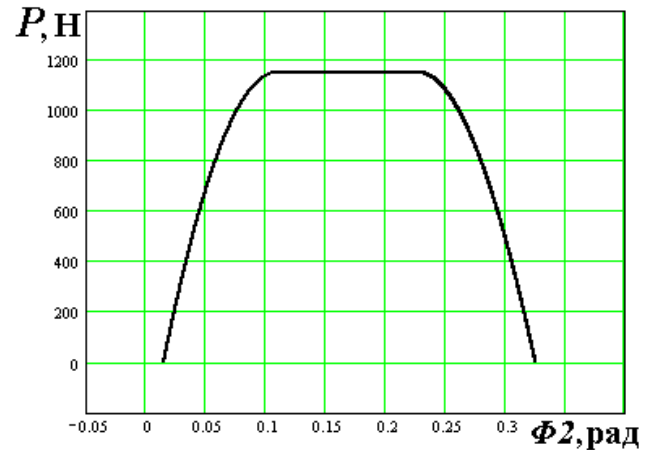
Зная зависимости $y'_{np}(\Phi_2)$ (формула 2.12), $Y_n(\Phi_2)$, $Y_k(\Phi_2)$, $CB(\Phi_2)$, а также, вводя значения CB в крайних точках контакта блока со штрипсовыми пилами 1 и 2 на рисунке 2.11, то есть

в точке 1
$$CBn(\Phi 2) = x_{\min} - R_p \cdot \sin \Phi 2, \quad (2.15)$$

в точке 2
$$CBk(\Phi 2) = x_{\max} - R_p \cdot \sin \Phi 2, \quad (2.16)$$

можно определить зависимость силы P от $\Phi 2$, исходя из зависимостей (2.11) и (2.12). Зависимость силы $P(\Phi 2)$, то есть силы, действующей в любой точке

Рисунок 2.17 - Зависимость силы P , действующей со стороны блока на штрипсовую пилу от угла отклонения



контакта штрипсовой пилы с блоком за исключением крайних точек 1 и 2, будет следующее

$$P_{STR} = \frac{y'_{ПР} \cdot \left(1 + \frac{P_p}{P_k}\right) \cdot E \cdot J_z}{\left[\left(\frac{CB^2(\Phi 2)}{3 \cdot \cos \beta} \right) \cdot \left[\frac{L_{ШТР} - \left(\frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta} \right)^2}{L_{ШТР}} \right] \right]} \quad (2.17)$$

Зависимость силы $P1(\Phi 2)$, то есть силы P в точке 1 на рисунке 2.12 от $\Phi 2$, выглядит следующим образом

$$P1 = \frac{Y_n \cdot \cos \beta \cdot \left(1 + \frac{P_p}{P_k}\right) \cdot E \cdot J_z}{\left[\left(\frac{CBn^2(\Phi 2)}{3 \cdot \cos \beta} \right) \cdot \left[\frac{L_{ШТР} - \left(\frac{CBn(\Phi 2)}{\cos \beta} \right)^2}{L_{ШТР}} \right] \right]} \quad (2.18)$$

Зависимость силы $P_2(\Phi_2)$, то есть силы P в точке 2 на рисунке 2.12 от Φ_2 выглядит следующим образом

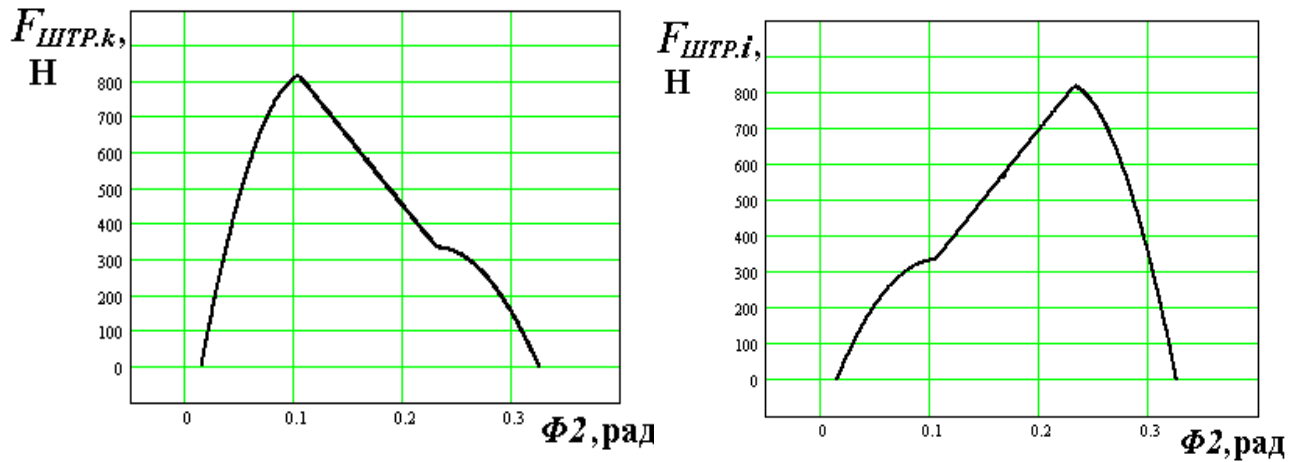


Рисунок 2.18 - Зависимость реактивных сил $F_{штр.к}(\Phi_2)$ и $F_{штр.и}(\Phi_2)$ в точках А и В штрипсовой пилы (рисунок 2.9) от угла отклонения маятниковой подвески Φ_2

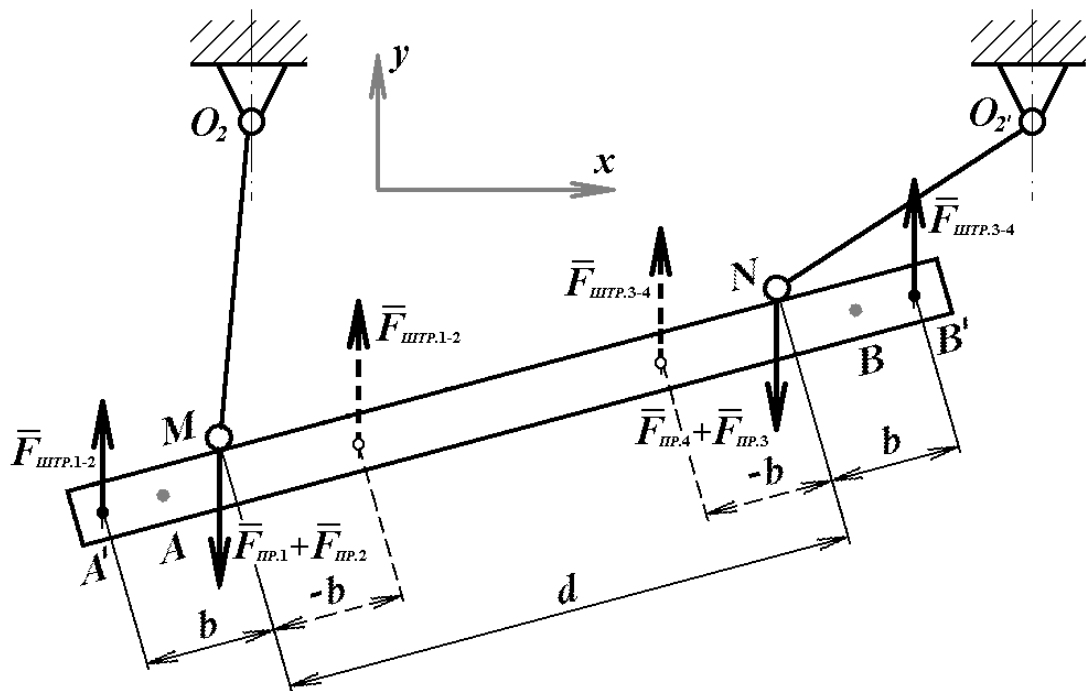


Рисунок 2.19 - Схема приведения сил, действующих со стороны блока P на пильную раму, к силам, действующим на ходовые винты

$$P2 = \frac{Y_k \cdot \cos \beta \cdot \left(1 + \frac{P_P}{P_k}\right) \cdot E \cdot J_Z}{\left[\left(\frac{CBk^2(\Phi 2)}{3 \cdot \cos \beta} \right) \cdot \left[\frac{L_{ШТР} - \left(\frac{CBk(\Phi 2)}{\cos \beta} \right)^2}{L_{ШТР}} \right] \right]} \quad (2.19)$$

На основании формул (2.17), (2.18) и (2.19) строим график общей зависимости $P(\Phi 2)$ (см. рисунок 2.17). Из графика видно, что $P_{STR} = P_{const} = const$.

Исходя из выражений (2.7) и (2.8) зависимость реактивных сил $F_{ШТР.i}$ и $F_{ШТР.k}$ от $\Phi 2$ с учётом зависимостей (2.15) – (2.19) будут

$$F_{STR.k} = P_{STR.k} \cdot \left(1 - \frac{CB(\Phi 2)}{L_{ШТР} \cdot \cos \beta} \right),$$

$$F_{STR.i} = \frac{P_{STR.k} \cdot CB(\Phi 2)}{L_{ШТР} \cdot \cos \beta}.$$

в точке 1

$$F_{ШТР.k1} = P1(\Phi 2) \cdot \left(1 - \frac{CBn(\Phi 2)}{L_{ШТР} \cdot \cos \beta} \right),$$

$$F_{ШТР.i1} = \frac{P1(\Phi 2) \cdot CBn(\Phi 2)}{L_{ШТР} \cdot \cos \beta}.$$

в точке 2

$$F_{ШТР.k2} = P2(\Phi 2) \cdot \left(1 - \frac{CBk(\Phi 2)}{L_{ШТР} \cdot \cos \beta} \right),$$

$$F_{ШТР.i2} = \frac{P2(\Phi 2) \cdot CBk(\Phi 2)}{L_{ШТР} \cdot \cos \beta}.$$

Графики $F_{ШТР.k}(\Phi 2)$ и $F_{ШТР.i}(\Phi 2)$ в полном виде представлены на рисунке 2.18.

2.4. Влияние сил на нагрузку, действующую на ходовые винты

Расчётная схема представлена на рисунке 2.19.

Силы $F_{ШТР.1-2}$ и $F_{ШТР.3-4}$ находятся из выражения (2.17)

$$F_{ШТР.1-2} = nF_{ШТР.i}^*, \quad F_{ШТР.3-4} = nF_{ШТР.k}^*, \quad (2.20)$$

Силы $F_{ШТР.1-2}$ и $F_{ШТР.3-4}$ создают нагрузку на маятниковые подвески (4 шт.), в которых, в свою очередь, действуют силы $F_{ПР.1}, F_{ПР.2}, F_{ПР.3}, F_{ПР.4}$ (см. рисунок 2.19). Определим данные силы из зависимости определения моментов относительно точек М и N.

$$\sum M_M = F_{ШТР.1-2} \cdot b \cdot \cos \beta + (F_{ПР.3} + F_{ПР.4}) \cdot d \cdot \cos \beta - F_{ШТР.3-4} (d + b) \cdot \cos \beta = 0, \quad (2.21)$$

$$\sum M_N = F_{ШТР.1-2} (b + d) \cdot \cos \beta - (F_{ПР.1} + F_{ПР.2}) \cdot d \cdot \cos \beta - F_{ШТР.3-4} \cdot b \cdot \cos \beta = 0. \quad (2.22)$$

Используя зависимости (2.21) и (2.22) получим выражение

$$F_{ПР.3} + F_{ПР.4} = F_{ШТР.3-4} \left(\frac{d + b}{d} \right) - F_{ШТР.1-2} \left(\frac{b}{d} \right),$$

$$F_{ПР.1} + F_{ПР.2} = F_{ШТР.1-2} \left(\frac{d + b}{d} \right) - F_{ШТР.3-4} \left(\frac{b}{d} \right).$$

Так как нагрузка распределяется на ходовые винты равномерно, получим зависимость

$$F_{ПР.3} = F_{ПР.4} = \frac{1}{2} \left[F_{ШТР.3-4} \left(\frac{d + b}{d} \right) - F_{ШТР.1-2} \left(\frac{b}{d} \right) \right], \quad (2.23)$$

$$F_{ПР.1} = F_{ПР.2} = \frac{1}{2} \left[F_{ШТР.1-2} \left(\frac{d + b}{d} \right) - F_{ШТР.3-4} \left(\frac{b}{d} \right) \right]. \quad (2.24)$$

В случае, если $-b$, зависимости будут иметь вид

$$F_{ПР.3} = F_{ПР.4} = \frac{1}{2} \left[F_{ШТР.3-4} \left(\frac{d - b}{d} \right) + F_{ШТР.1-2} \left(\frac{b}{d} \right) \right], \quad (2.25)$$

$$F_{ПР.1} = F_{ПР.2} = \frac{1}{2} \left[F_{ШТР.1-2} \left(\frac{d - b}{d} \right) + F_{ШТР.3-4} \left(\frac{b}{d} \right) \right]. \quad (2.26)$$

В случае, если $-b$, зависимости будут иметь вид

$$F_{\text{ПР.3}} = F_{\text{ПР.4}} = \frac{1}{2} F_{\text{ШТР.3-4}}, \quad (2.27)$$

$$F_{\text{ПР.1}} = F_{\text{ПР.2}} = \frac{1}{2} F_{\text{ШТР.1-2}}. \quad (2.28)$$

$$F_{\text{ПР.3}} = F_{\text{ПР.4}} = \frac{1}{2} \left[F_{\text{ШТР.3-4}} \left(\frac{d + (\pm b)}{d} \right) - F_{\text{ШТР.1-2}} \left(\frac{\pm b}{d} \right) \right], \quad (2.29)$$

$$F_{\text{ПР.1}} = F_{\text{ПР.2}} = \frac{1}{2} \left[F_{\text{ШТР.1-2}} \left(\frac{d + (\pm b)}{d} \right) - F_{\text{ШТР.3-4}} \left(\frac{\pm b}{d} \right) \right]. \quad (2.30)$$

Усилия $F_{\text{ПР.1}}, F_{\text{ПР.2}}, F_{\text{ПР.3}}, F_{\text{ПР.4}}$ воздействуют, на 1, 2, 3, 4 ходовые винты. При $Y_{G+\text{ин}} = 0$ $F_{\text{ПР.1}} = F_{1XB}$, $F_{\text{ПР.2}} = F_{2XB}$, $F_{\text{ПР.3}} = F_{3XB}$, $F_{\text{ПР.4}} = F_{4XB}$. С учетом этого, а также зависимостей (2.20), (2.29), (2.30) можно составить выражения

$$F_{1XB} = F_{2XB} = \frac{1}{2} n \left[F_{\text{ШТР.}i}^* \left(\frac{d + (\pm b)}{d} \right) - F_{\text{ШТР.}k}^* \left(\frac{\pm b}{d} \right) \right],$$

$$F_{3XB} = F_{4XB} = \frac{1}{2} n \left[F_{\text{ШТР.}k}^* \left(\frac{d + (\pm b)}{d} \right) - F_{\text{ШТР.}i}^* \left(\frac{\pm b}{d} \right) \right].$$

Если учесть в этих формулы выражения зависимости (2.35) и (2.36), то после преобразований, $+b$, получим зависимости

$$F_{1XB} = F_{2XB} = \frac{1}{4} nP \left[-\frac{b}{d} + \left(\frac{CB(\Phi 2)}{L'_{\text{ШТР}} \cdot \cos \beta} \right) \cdot \left(\frac{d + 2b}{d} \right) \right],$$

$$F_{3XB} = F_{4XB} = \frac{1}{4} nP \left[\frac{d + b}{d} - \left(\frac{CB(\Phi 2)}{L'_{\text{ШТР}} \cdot \cos \beta} \right) \cdot \left(\frac{d + 2b}{d} \right) \right].$$

при $-b$

$$F_{1XB} = F_{2XB} = \frac{1}{4} nP \left[\frac{b}{d} + \left(\frac{CB(\Phi 2)}{L'_{\text{ШТР}} \cdot \cos \beta} \right) \cdot \left(\frac{d - 2b}{d} \right) \right],$$

$$F_{3XB} = F_{4XB} = \frac{1}{4} nP \left[\frac{d - b}{d} - \left(\frac{CB(\Phi 2)}{L'_{\text{ШТР}} \cdot \cos \beta} \right) \cdot \left(\frac{d - 2b}{d} \right) \right].$$

Здесь $d + 2(\pm b) = L_{\text{ШТР}} + 2\Delta = L'_{\text{ШТР}}$.

При $+b$, получим зависимости

$$F_{1XB} = F_{2XB} = \frac{1}{4} \cdot n \cdot P \cdot \frac{1}{d} \cdot \left[-b + \frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta} \right],$$

$$F_{3XB} = F_{4XB} = \frac{1}{4} \cdot n \cdot P \cdot \frac{1}{d} \cdot \left[d + b - \frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta} \right].$$

при $-b$

$$F_{1XB} = F_{2XB} = \frac{1}{4} \cdot n \cdot P \cdot \frac{1}{d} \cdot \left[b + \frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta} \right], \quad (2.31)$$

$$F_{3XB} = F_{4XB} = \frac{1}{4} \cdot n \cdot P \cdot \frac{1}{d} \cdot \left[d - b - \frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta} \right]. \quad (2.32)$$

2.5. Силы, действующие при движении СПР при распиливании

Расчет центра инерции СПР будет определен с использованием расчетной схемы расчетную представленной на рисунке 2.20. Из схемы видно, что при угле отклонения $\Psi 2 = \Psi 2$ $y_1 = R_p$, при $\Psi 2 \neq 0$

$$y_1 = R_p - \frac{y_H}{2 \cdot \cos \Phi 2}, \quad (2.33)$$

где $\Phi 2 = \Psi 2$ (введено из-за упрощения автоматизированных расчетов интерполяционной зависимости $Y(\Phi 2)$ см. пункт 2.2.);

$$y_H = R_p \cdot \cos \Psi 2 - R_p \cdot \cos \Psi 1$$

или

$$y_H = L_{ШТР} \cdot \sin \beta. \quad (2.34)$$

Подставив значение y_H формулы (2.34) в формулу (2.33), получим

$$y_1 = R_p - \frac{L_{ШТР}}{2} \cdot \frac{\sin \beta}{\cos \Phi 2}.$$

Для определения $\omega_{мп}$ и $\varepsilon_{мп}$ составим расчетную схему, представленную на рисунке 2.21. По горизонтальной оси движение точки А (см. рисунок 2.21) будет определяться формулой (2.60)

$$S_{x_A} = R \cdot \cos \alpha, \quad (2.35)$$

где S_{x_A} – изменение положения точки А по горизонтальной оси; R – радиус кривошипа, установленного на том же валу, что и маховик; $R = L_x/2$, где L_x – величина перемещения рабочего органа; α – угол отклонения кривошипа от горизонтальной оси; , определим угол α ,

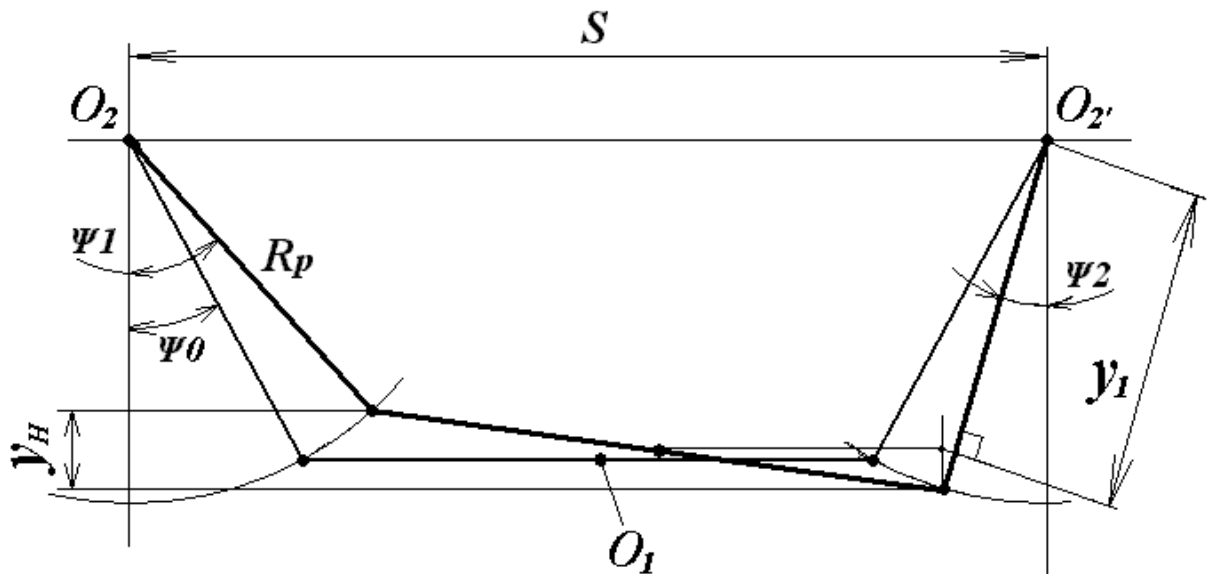


Рисунок 2.20 - Схема для определения зависимости $y_1(\Phi_2)$

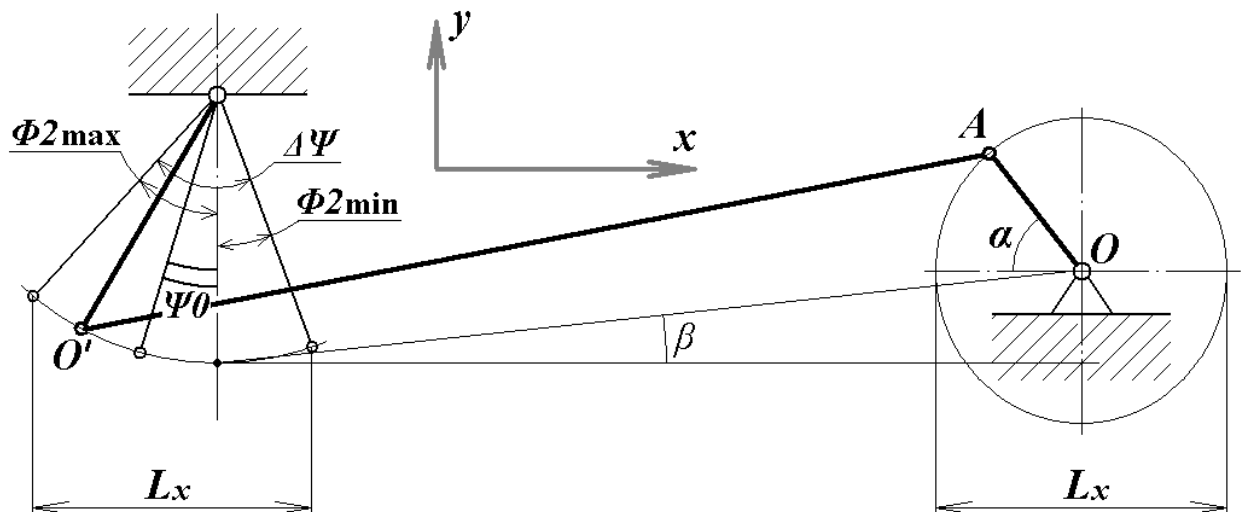


Рисунок 2.21 - Схема для определения закономерностей перемещения точек А и О'

выразив его с использованием угловой скорости ω_R и времени t , т.е. $\alpha = \omega_R t$ при равномерном движении.

В результате зависимость (2.35) будет иметь вид

$$S_{x_A} = \frac{L_X}{2} \cos \omega_R t, \quad (2.36)$$

где $\omega_R = \frac{\pi n_R}{30}$, n_R – значение частоты вращения маховика и звена ОА, мин⁻¹.

На основании рисунку 2.21 получим зависимость

$$S_{x_{O'}} = R_P \cdot \sin \Phi_2 - R_P \cdot \sin \Psi_0. \quad (2.37)$$

Приравниваем значения S_{x_A} и $S_{x_{O'}}$ в формулах (2.36) и (2.37). При этом получим

$$R_P \cdot \sin \Phi_2 - R_P \cdot \sin \Psi_0 = \frac{L_X}{2} \cos \omega_R t, \quad (2.38)$$

отсюда найдём угол отклонения Φ_2

$$\Phi_2 = \arcsin \left[\frac{L_X}{2R_P} \cdot \cos \omega_R t + \sin \Psi_0 \right].$$

Определим первую производную значения угла отклонения Φ_2 по времени t , а именно $\Phi_2'(t)$, которая будет равна выражению, позволяющему определить угловую скорость перемещения маятниковой подвески $\omega_{МП}$ от времени t [9, 45, 61]

$$\Phi_2' = \omega_{МП} = - \frac{\frac{L_X}{2R_P} \omega_R \sin \omega_R t}{\sqrt{1 - \left(\frac{L_X}{2R_P} \cos \omega_R t + \sin \Psi_0 \right)^2}}. \quad (2.39)$$

Определим вторую производную угла отклонения $\Phi 2$ от времени t , то есть $\Phi 2'(t)$, которая будет равна выражению значения углового ускорения маятниковой подвески $\varepsilon_{МП}$ от времени t [9, 45, 61]

$$\Phi 2'' = \varepsilon_{МП} = \frac{\frac{L_X}{2R_p} \cdot \omega_R^2 \cdot \left[\left(\frac{L_X}{2R_p} \cdot \cos \omega_R t + \sin \Psi 0 \right) \left(\frac{L_X}{2R_p} + \cos \omega_R t \cdot \sin \Psi 0 \right) - \cos \omega_R t \right]}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{L_X}{2R_p} \cos \omega_R t + \sin \Psi 0 \right)^2 \right]^3}}. \quad (2.40)$$

Из зависимости (2.38) получим произведение $\omega_R t$

$$\omega_R t = \pm \arccos \left(\frac{2R_p \cdot \sin \Phi 2 - \sin \Psi 0}{L_X} \right) + 2\pi n_\pi.$$

Подставив $\omega_R t$ в формулы (2.39) и (2.40) получим

$$\omega_{МП} = -\omega_R \left(\frac{\sqrt{\left(\frac{L_X}{2R_p} \right)^2 - (\sin \Phi 2 - \sin \Psi 0)^2}}{\cos \Phi 2} \right)$$

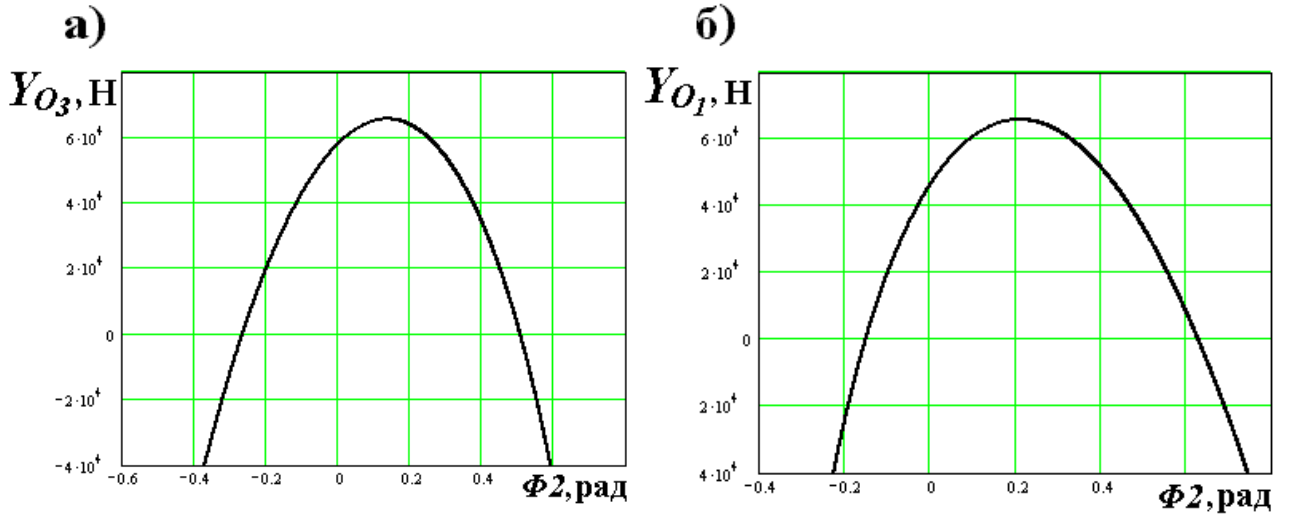


Рисунок 2.22 - Зависимость суммарных сил тяжести и сил инерции Y_{O_i} от угла отклонения маятниковой подвески $\Phi 2$, действующих, соответственно, на: а) 3 ходовой винт Y_{O_3} , б) 1 ходовой винт Y_{O_1}

$$\varepsilon_{МП} = \omega_R^2 \frac{\sin \Phi 2 \cdot \left(\left(\frac{L_X}{2R_p} \right)^2 - 1 \right) + \sin \Psi 0 \cdot [(\sin \Phi 2 - \sin \Psi 0) \sin \Phi 2 + 1]}{\cos^3 \Phi 2}.$$

Значение $\varepsilon_{МП}$ при перемещении маятниковой подвески $0 \leq \Phi 2 \leq \Phi 2_\varepsilon$ будет иметь отрицательное значение. Здесь $\Phi 2_\varepsilon$ – угол отклонения маятниковой подвески при $\varepsilon_{МП} = 0$. Во всех остальных зонах, данное значение будет положительным. Получим следующую зависимость

$$Y_{O_3} = m_C (g - \varepsilon_{МП} \cdot a(\Phi 2) \cdot \sin|\Phi 2| + \omega_{МП}^2 a(\Phi 2) \cdot \cos|\Phi 2|).$$

На рисунке 2.22,а представлена зависимость $Y_{O_3}(\Phi 2)$. При равномерном характере действия нагрузки на ходовые винты $Y_{O_3}(\Phi 2) = Y_{O_4}(\Phi 2)$, зная зависимость $\Psi 1(\Psi 2)$ или $\Psi 1(\Phi 2)$, что одно и тоже, получим зависимость $Y_{O_1}(\Phi 2)$, где индекс 1 показывает принадлежность к первому ходовому винту 1XB. При этом $Y_{O_1}(\Phi 2) = Y_{O_2}(\Phi 2)$. График $Y_{O_1}(\Phi 2)$ представлен на рисунке 2.22,б. Значения Y_{O_3} и Y_{O_1} существуют только при $\Phi 2_{MIN} \leq \Phi 2 \leq \Phi 2_{MAX}$, где $\Phi 2_{MIN} = \arcsin\left(-\frac{L_X}{2R_p} + \sin \Psi 0\right)$ и $\Phi 2_{MAX} = \arcsin\left(\frac{L_X}{2R_p} + \sin \Psi 0\right)$.

2.6. Учет сил тяжести и сил инерции при выпуклой траектории движения СПР

Учитывая, что $Y_{G+ин} = \sum_{i=1}^4 Y_{O_{iXB}}$, подставляем в зависимости (2.31) и (2.32),

в результате получится выражение

при положительных значениях b

$$F_{1XB} = F_{2XB} = \frac{1}{4} \cdot n \cdot P \cdot \frac{1}{d} \cdot \left[-b + \frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta} \right] - Y_{O_{1XB}} \text{ (или } Y_{O_{2XB}}), \quad (2.41)$$

$$F_{3XB} = F_{4XB} = \frac{1}{4} \cdot n \cdot P \cdot \frac{1}{d} \cdot \left[d + b - \frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta} \right] - Y_{O_{3XB}} \text{ (или } Y_{O_{4XB}}). \quad (2.42)$$

при отрицательных значениях b

$$F_{1XB} = F_{2XB} = \frac{1}{4} \cdot n \cdot P \cdot \frac{1}{d} \cdot \left[b + \frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta} \right] - Y_{O_{1XB}} \text{ (или } Y_{O_{2XB}}), \quad (2.43)$$

$$F_{3XB} = F_{4XB} = \frac{1}{4} \cdot n \cdot P \cdot \frac{1}{d} \cdot \left[d - b - \frac{CB(\Phi 2)}{\cos \beta} \right] - Y_{O_{3XB}} \text{ (или } Y_{O_{4XB}}). \quad (2.44)$$

Формулы (2.41) – (2.44) сокращённо запишем

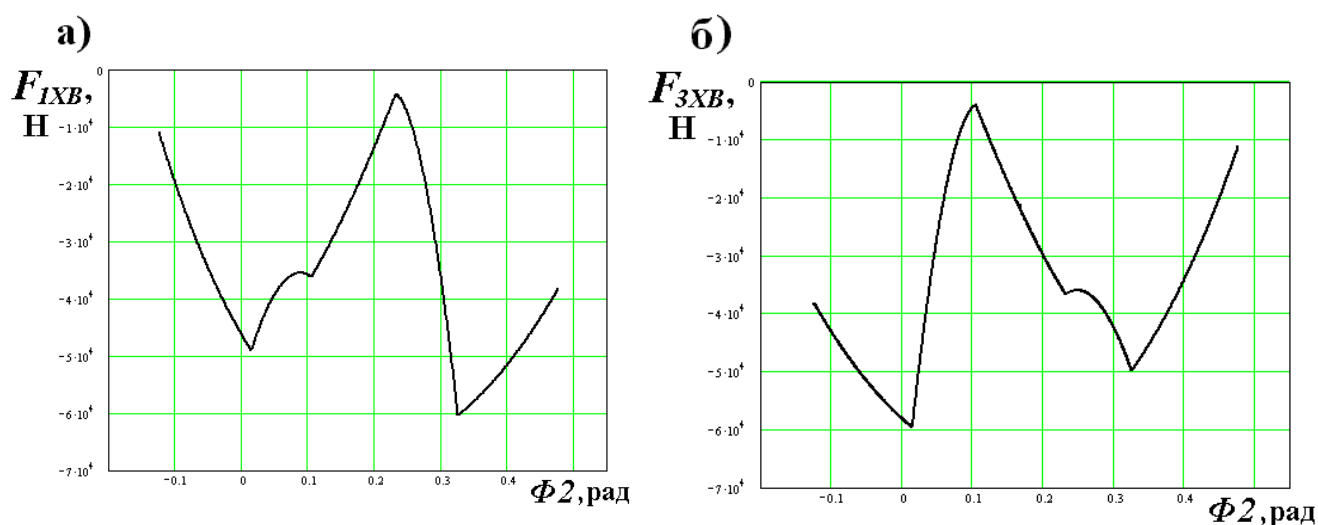


Рисунок 2.23 - Зависимость нагрузок, действующих на ходовых винтах F_{iXB} от угла отклонения маятниковой подвески $\Phi 2$: а) для 1 ходового винта F_{1XB} , б) для 3 ходового винта F_{3XB}

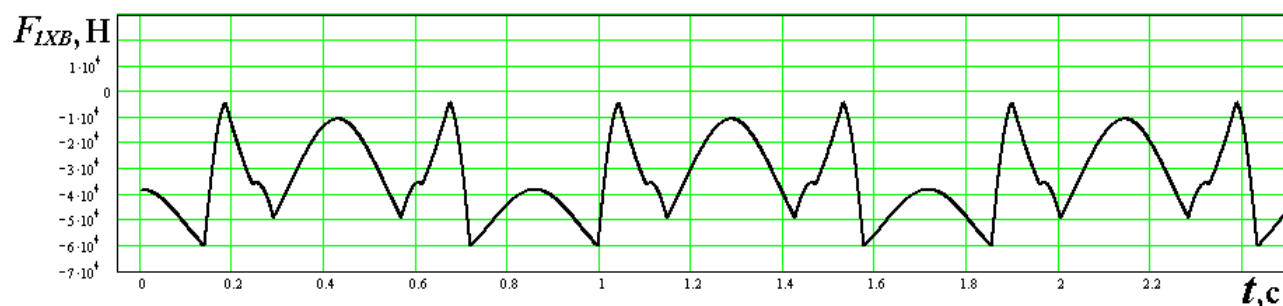


Рисунок 2.24 - Зависимость $F_{1XB}(t)$

$$F_{iXB} = \frac{1}{4} \cdot n \cdot P \cdot E_i - Y_{O_{iXB}}.$$

Графики $F_{1XB}(\Phi 2)$ $F_{3XB}(\Phi 2)$ представлены, соответственно, на рисунке 2.23, а и б. График $F_{1XB}(t)$ представлен на рисунке 2.24.

2.7. Определение крутящих моментов в ПВП пильной рамы

Рассчитав значение силы F_{iXB} , определяем крутящий момент на винте

$$M_{iXB} \cdot$$

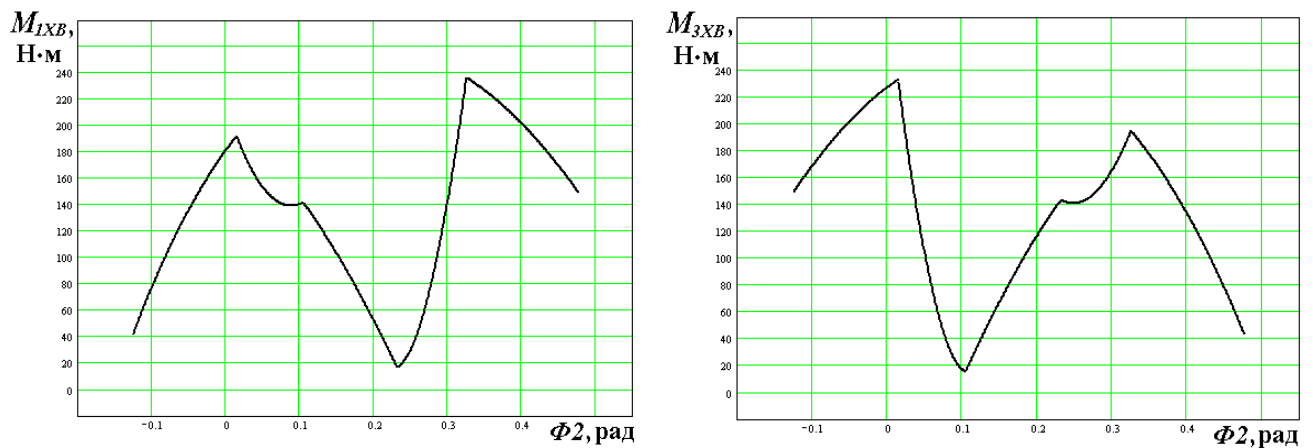


Рисунок 2.25 - Зависимости $M_{iXB}(\Phi 2)$ для 1 (1хв) и 3 (3хв) ходового винта

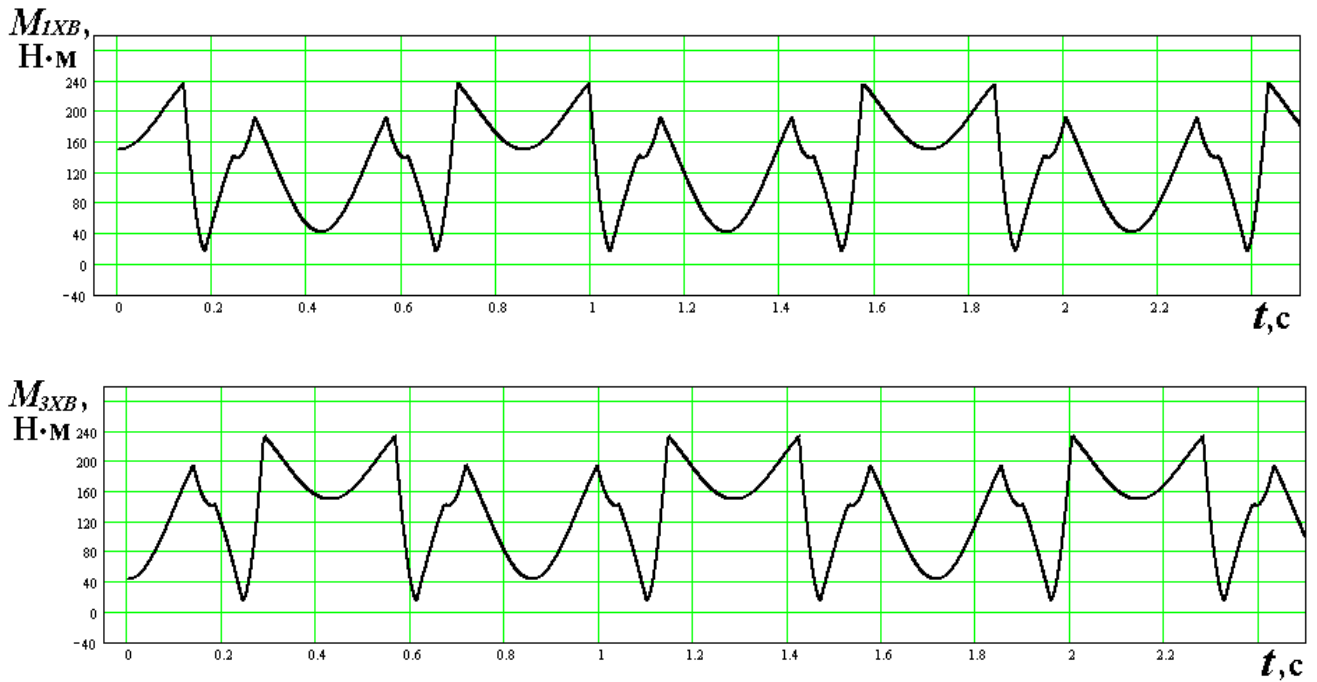


Рисунок 2.26 - Зависимости $M_{iXB}(t)$ для 1 (1хв) и 3 (3хв) ходового винта

$$M_{iXB} = \frac{F_{iXB} \cdot S_X}{2\pi \cdot \eta_{ВП}}, \text{ Н}\cdot\text{м.} \quad (2.45)$$

Зная значения M_{iXB} и передаточные числа звеньев, определяем величину моментов на передаточных элементах вертикальной подачи [35, 62] а также момент на двигателе 1 [4, 69, 70] по формуле (2.46)

$$M_{ДВ.1} = \sum_1^m \frac{M_{iXB}}{i_{1-iXB} \cdot \eta_{1-iXB}}, \text{ Н}\cdot\text{м.} \quad (2.46)$$

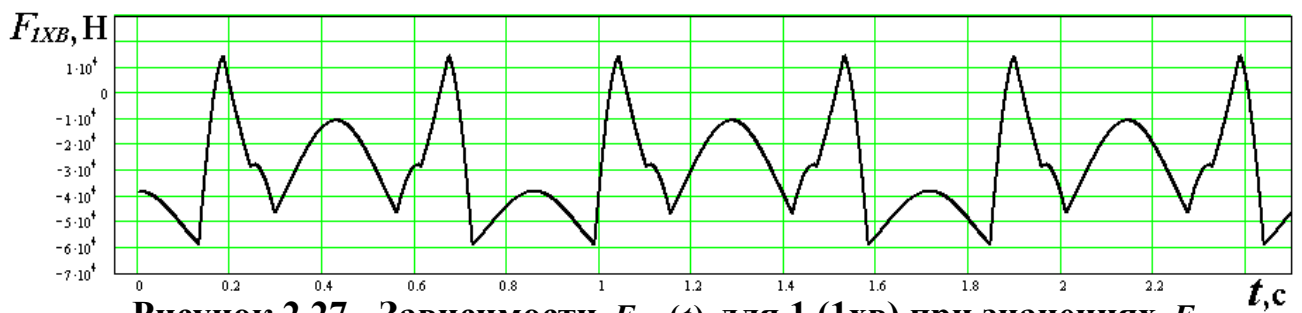


Рисунок 2.27 - Зависимости $F_{iXB}(t)$ для 1 (1XB) при значениях F_{iXB}

превышающих 0

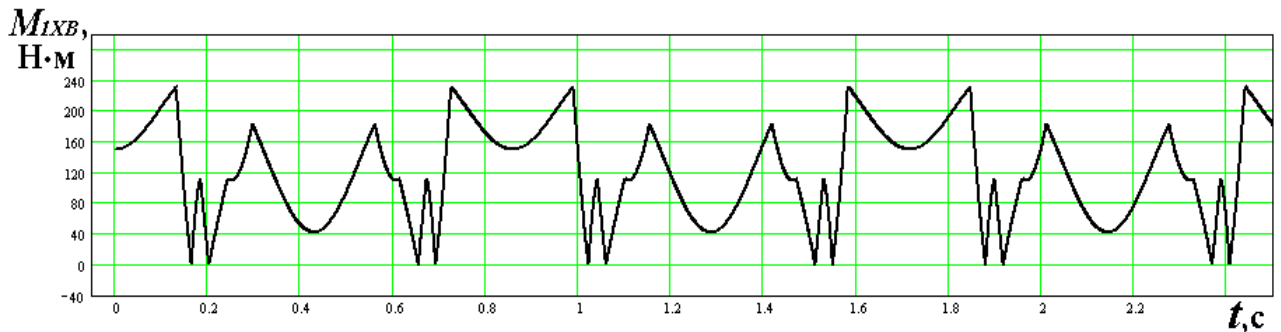
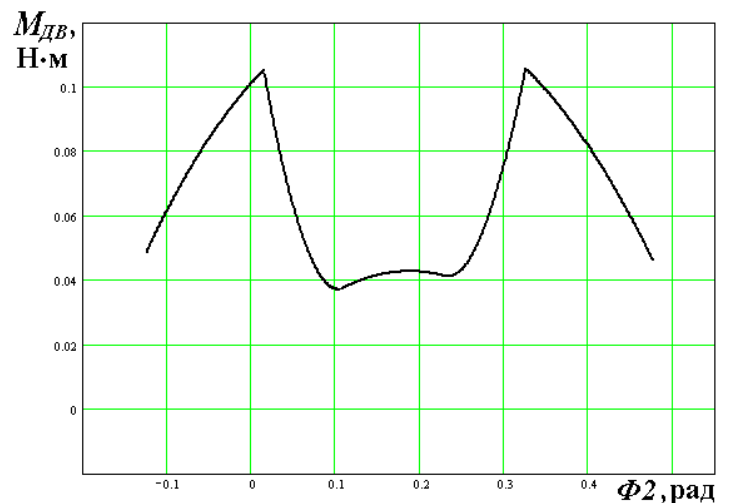


Рисунок 2.28 - Зависимости $M_{iXB}(t)$ для 1 (1XB) при значениях F_{iXB}

превышающих 0

Рисунок 2.29 -
Зависимость $M_{ДВ.1}(\varphi)$



Графики $M_{ixB}(\Phi_2)$, $M_{ixB}(t)$ для 1 и 3 ходового винта представлены, соответственно, на рисунке 2.25 и 2.26. При значениях нагрузок на ходовой винт F_{ixB} , превышающих 0 (график $F_{ixB}(t)$ изображён рисунок 2.27), зависимость $M_{ixB}(t)$ изобразится в виде графика на рисунке 2.28 (для первого ходового винта). Участки кривых на рисунке 2.25 (для 1 ходового винта) в зависимости от угла Φ_2 $0,018 \div 0,325$ рад. соотносятся нахождению пильной рамы в зоне контакта с заготовкой. Участки $-0,12 \div 0,02$ рад., а также $0,33 \div 0,48$ рад. соответствуют свободному движению пильной рамы. Причём отрезки при Φ_2 на участках $0,02 \div 0,11$ и $0,23 \div 0,33$ рад. соответствуют началу и концу контакта штрипсовой пилы с блоком, которые происходят в соответствующих точках, т.е. контакт является в некотором приближении точечным. Также точечным можно назвать контакт на участке $0,11 \div 0,23$ рад. Аналогично находятся характерные отрезки движения пильной рамы и для других представленных зависимостей. График $M_{дв.1}(\varphi)$ представлен на рисунке 2.29.

Выводы по главе

В главе 2 рассчитаны динамические нагрузки, возникающие в приводе рабочей подачи пильной рамы и СПР штрипсовых станков. Рассчитаны зависимости нагрузок в пильной раме $Q_{пр}$, суммарные силы тяжести и инерции СПР, действующие на винтах подачи (ходовых винтах), вертикальные нагрузки на винты подачи, моменты на винтах подачи и на передаточных звеньях привода вертикальной подачи в зависимости от текущего положения маятника пильной рамы и во времени. Эти зависимости справедливы в случае жесткой системы передаточных элементов ПВП пильной рамы.

Полученные зависимости нагрузок имеют отражают динамику всего станка. На основании их производятся необходимые прочностные расчёты, определяются рациональные конструктивные и режимные параметры, а также являющиеся основой для определения нагрузок в ПВП с невысокой жёсткостью передаточных элементов.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧИХ НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИИ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПОДАЧИ ШТРИПСОВЫХ СТАНКОВ С ВЫПУКЛОЙ И МАЯТНИКОВОЙ ТРАЕКТОРИЕЙ ДВИЖЕНИЯ ПИЛЬНОЙ РАМЫ

3.1. Экспериментальное исследование нагрузок в приводе вертикальной подачи пильной рамы

С целью выявления реальных нагрузок, действующих в приводе вертикальной подачи штрипсового станка, была использована экспериментальная установка созданная М.В. Секретовым [47], представленная на рисунке 3.1.

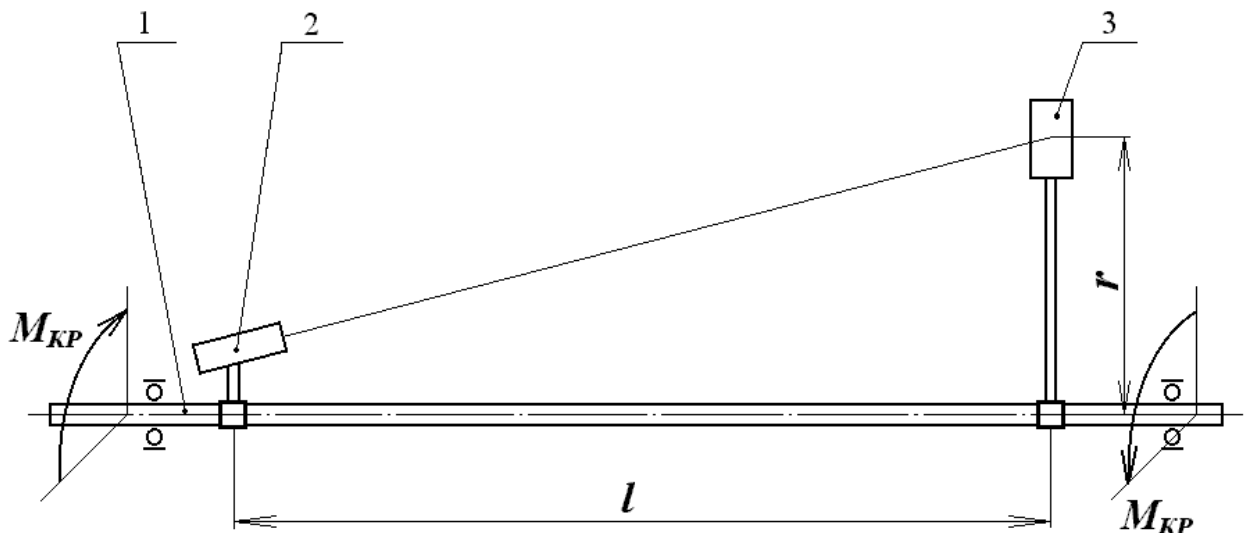


Рисунок 3.1 - Схема экспериментальной лазерной установки для записи на фотоплёнку графика изменения крутящего момента во времени на передаточном длинном валу:

1 - исследуемый длинный вал привода вертикальной подачи; 2 - лазерная установка; 3 - приёмное устройство

На рисунке 3.1 l – длина исследуемого участка на передаточном валу, м; r – расстояние от оси вала до проекции лазера на фотоплёнку (до щели) приёмного устройства), м.

Условия эксперимента характеризовались некоторыми благоприятными факторами, к которым можно отнести:

- малая частота вращения передаточного вала $n_{пв} \approx 0,15 \text{ мин}^{-1}$;

- длина передаточных валов составляла относительно большие величины $l_{пв} \approx 1,6 \div 4,2$ м;
- небольшой диаметр передаточных валов $D_{пв} = 0,04$ м.

Лазерная установка 2 крепилась с помощью хомута на одном конце передаточного вала. Приёмная установка крепилась с помощью хомута и стойки на другом конце. Чем больше длина стойки r , тем точнее результаты исследований (максимальная величина составляла $r = 0,90$ м). Приёмное устройство включало в себя механизм перемотки фотоплёнки и щель для её засвечивания. На щель направлялся луч лазера, длина щели превышала длину отклонения луча. При перемотке фотоплёнки происходило засвечивание (рисование) кривой изменения крутящего момента во времени. Полученные величины отклонений лазера на плёнке переводились в величины крутящих моментов на передаточном валу по формуле:

$$M_{кр} = \frac{l_{\varphi} \cdot G \cdot J_P}{l \cdot r} \quad (3.1)$$

где l_{φ} - длина засвеченной дуги отклонения лазерного луча на фотоплёнке, м; G – модуль упругости второго рода (скручивание), $G \approx 8 \cdot 10^{10}$ Па, J_P – момент инерции (полярный) плоскости вала, $J_P = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32}$, м⁴; D и d – соответственно, внешний и внутренний диаметр вала (или втулки), м⁴.
Расшифровку значений l и r смотри выше.

Недостаток проведения экспериментов – это низкая жёсткость стойки приёмного устройства. Во время резких сбросов крутящего момента на передаточном валу происходили крутильные колебания, которые приходилось гасить.

Результаты замеров в виде лазерограмм крутящих моментов на передаточном валу ПВ2 во времени представлены на рисунке 3.2. Кривые лазерограмм имеют два характерных участка. Первый участок представлен наклонным отрезком, который отражает процесс скручивания передаточного

вала и, соответственно, характеризующий повышение крутящего момента. Второй участок представлен в виде кривой сброса крутящего момента до нуля.

Характер кривых на лазерограммах свидетельствует о том, что привод вертикальной подачи имеет невысокую жёсткость передаточных валов. Такая система характеризуется проворачиванием ходового винта в ходовой гайке только на втором участке лазерограммы.

Лазерограммы на рисунках 3.2, 3.4, 3.6 и 3.7 представлены в виде снимков, полученных на сканере с сильным засвечиванием с помощью лампы. Ниже снимков расположены обработанные лазерограммы. Обработка включала в себя удаление лишнего фона, увеличение чёткости кривой засвечивания, нанесения шкалы в соответствии с размерами плёнки. На рис. 3.5 и 3.8 представлены сжатые обработанные во времени лазерограммы.

Перевод величин отклонений на лазерограммах l_ϕ в $M_{кр}$ можно осуществить по формуле 3.1. Правую часть выражения упростим, введя коэффициент перевода

$$k = \frac{G \cdot J_p}{l \cdot r}.$$

В результате зависимость (3.1) примет вид

$$M_{кр} = k \cdot l_\phi, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (3.2)$$

Значение диаметров передаточных валов, составляющая часть зависимости, на исследуемом станке равняется $D=0,04$, $d=0$. Исходя из этого, величина момента инерции (полярного) будет равна $J_p = 2,52 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4$.

По результатам первого экспериментального исследования (отражены на рисунках 3.2-3.3) значения $l = 3,75 \text{ м}$, $r = 0,85 \text{ м}$.

Значения коэффициента k будет равно 6308 мм (в случае указания значения l_ϕ в мм). Максимальное отклонение значения l_ϕ достигает 8мм (рисунки 3.2-3.5). Это значение полностью соответствует величине крутящего момента на втором передаточном валу. При проведении экспериментальных исследований максимальное значение момента достигало $M_{кр.маx} = 50,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

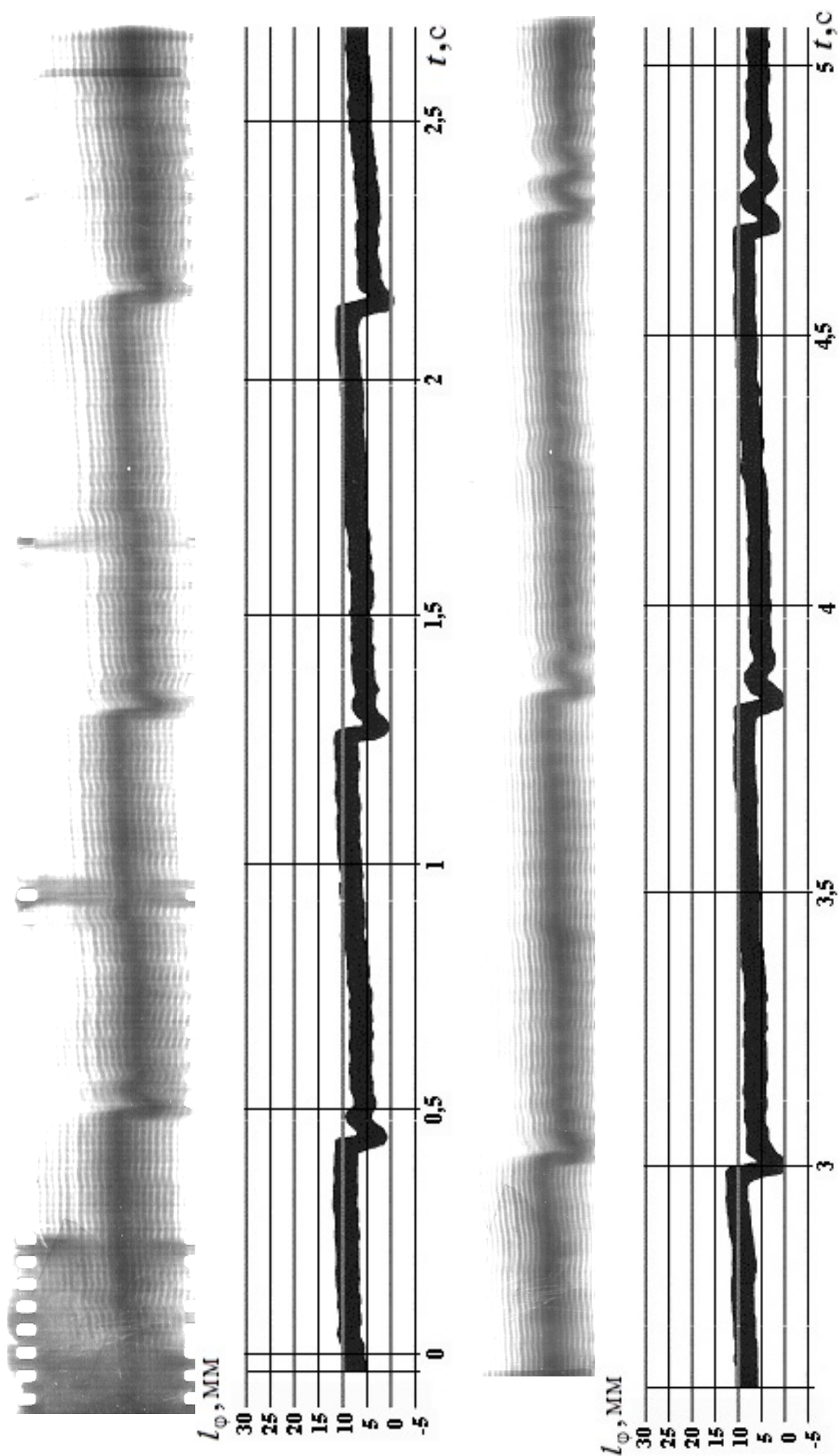


Рисунок 3.2 - Лазерограмма изменения крутящего момента во времени на втором передаточном валу станка I

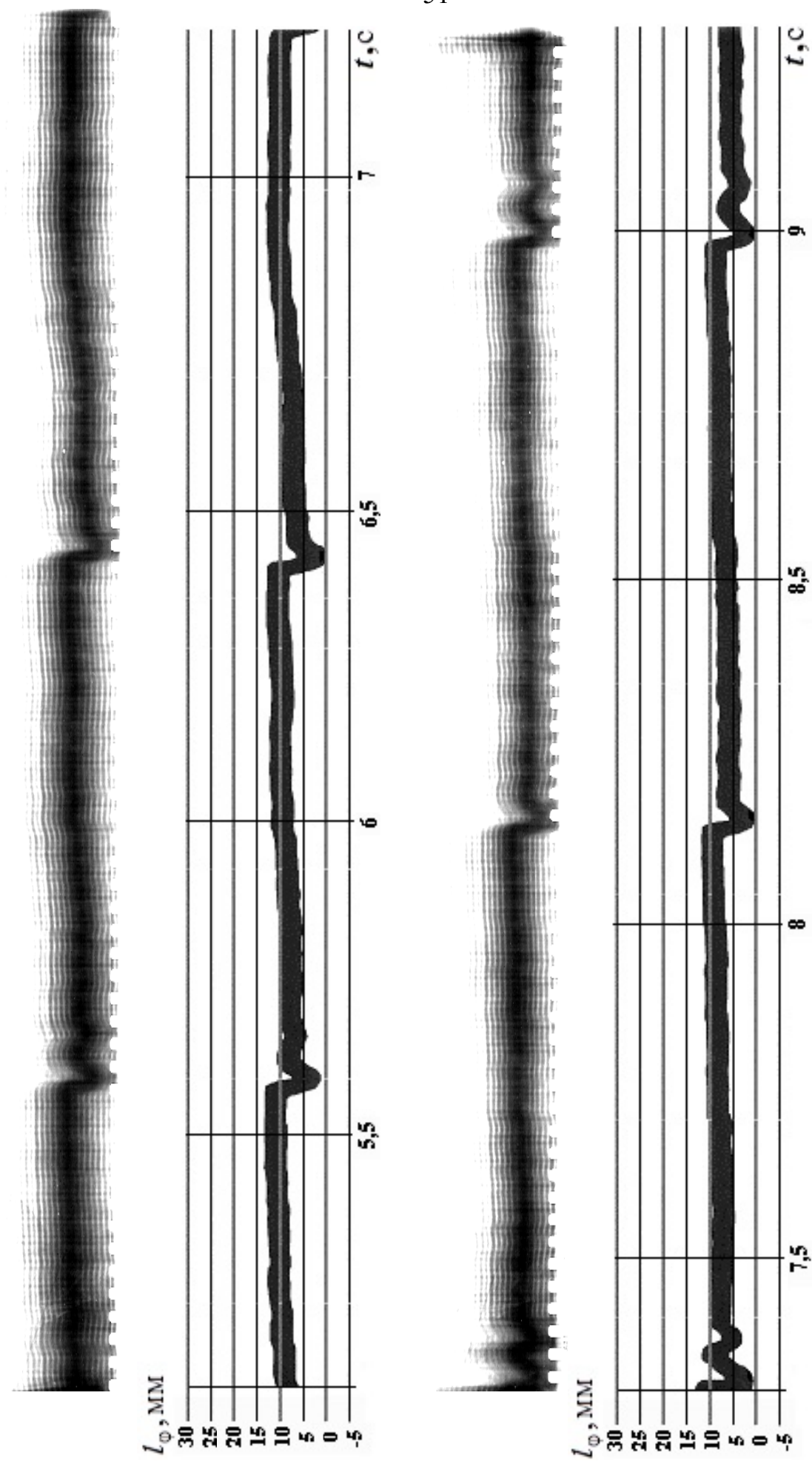


Рисунок 3.3 - Лазерограмма изменения крутящего момента во времени на втором передаточном валу станка 1

Для первого эксперимента, представленного на рисунках 3.2 и 3.3, величина $l = 3,75$ м, $r = 0,85$ м. При этом

$k_{l\varphi M} = 6308$ при вводе значения l_{φ} в метрах,

$k_{l\varphi M} = 6,308$ при вводе значения l_{φ} в миллиметрах.

На рисунках 3.2 или 3.3 максимальное отклонение $l_{\varphi} = 8$ мм, что соответствует максимальному крутящему моменту на передаточном валу ПВ2 станка 1 в момент эксперимента $M_{кр. max} = 50,5$ Н·м.

Для второго эксперимента, представленного на рисунках 3.4 – 3.6, величина $l = 3,80$ м, $r = 0,82$ м. При этом

$k_{l\varphi M} = 6453$ при вводе значения l_{φ} в метрах,

$k_{l\varphi M} = 6,453$ при вводе значения l_{φ} в миллиметрах.

На рисунках 3.4 или 3.5 максимальное отклонение $l_{\varphi} = 5$ мм, что соответствует максимальному крутящему моменту на передаточном валу ПВ2 станка 2 в момент эксперимента $M_{кр. max} = 32,3$ Н·м.

Для третьего эксперимента, представленного на рисунках 3.7 и 3.8 величина $l = 3,90$ м, $r = 0,85$ м. При этом

$k_{l\varphi M} = 6065$ при вводе значения l_{φ} в метрах,

$k_{l\varphi M} = 6,065$ при вводе значения l_{φ} в миллиметрах.

На рисунке 3.8 максимальное отклонение $l_{\varphi} = 15$ мм, что соответствует максимальному крутящему моменту на передаточном валу ПВ1 станка 1 в момент эксперимента $M_{кр. max} = 91,0$ Н·м.

Во время проведения экспериментов был зафиксирован режим работы привода вертикальной подачи штрипсового станка, который характерен для жёсткой системы передаточных валов. Такая система характеризуется постоянным проворачиванием ходового винта в ходовой гайке. Такой режим характерен в случае небольших нагрузок на ходовом винте и ходовой гайке (небольшая масса узла пильная рама), с учетом низкого коэффициента трения между её витками. Низкий коэффициент трения достигается путём подбора материала ходовой гайки с высокими антифрикционными свойствами и применения системы принудительной смазки. Для данного режима были получены лазерограммы крутящих моментов на передаточном валу ПВ2 во времени. Они представлены на рисунках 3.6 и 3.7. Кривые лазерограмм имеют два характерных участка. Первый участок представлен отрезком, который

расположен близко к горизонтали. Он характеризуется процессом постоянного прокручивания ходового винта в ходовой гайке в фазе между контактами пил с распиливаемым блоком. Второй участок представлен в виде кривой изменения крутящего момента во времени в фазе контакта пил с распиливаемым блоком.

Для четвертого эксперимента, представленного на рисунках 3.7 и 3.8, величина $l = 4,02$ м, $r = 0,90$ м. При этом

$$k_{l\varphi M} = 5557 \text{ при вводе значения } l_{\varphi} \text{ в метрах,}$$

$$k_{l\varphi M} = 5,557 \text{ при вводе значения } l_{\varphi} \text{ в миллиметрах.}$$

Нулевую отметку на лазерограммах на рисунках 3.9 и 3.10 трудно определить, так как при таком режиме работы нет падения величины крутящего момента $M_{кр}$ на передаточном валу ПВ1 станка 2 до нуля. Нулевая отметка может рассчитываться только аналитическими методами при известных величинах и характере нагрузки на ходовом винте и ходовой гайке.

Такой режим работы привода вертикальной подачи наиболее благоприятен, так как возникают небольшие нагрузки в передаточных звеньях. Система смазки узла «ходовой винт – ходовая гайка» хорошо работает.

Лазерограммы на рисунках 3.11 и 3.12 характеризуют нестабильный режим работы ПВП рабочего органа станка. Такой режим наиболее близко соответствует работе станка, при котором контакта пил с распиливаемым блоком не происходит (холостой режим) или нагрузка пил на блок минимальна. Также этому режиму присущи большая масса системы «пильная рама» и высокий коэффициент трения в паре «ходовой винт – ходовая гайка». Такой характер нагрузок отрицательно влияет на надёжность работы системы, поверхности витков ходового винта и ходовой гайки быстро изнашиваются.

Для пятого эксперимента, представленного на рисунках 3.11 и 3.12, величина $l = 1,70$ м, $r = 0,82$ м. При этом

$$k_{l\varphi M} = 14423 \text{ при вводе значения } l_{\varphi} \text{ в метрах,}$$

$$k_{l\varphi M} = 14,423 \text{ при вводе значения } l_{\varphi} \text{ в миллиметрах.}$$

Нулевую отметку на лазерограммах на рисунках 3.9 и 3.10 трудно определить, так как при таком режиме работы нет падения величины крутящего момента $M_{кр}$ на передаточном валу ПВ3 станка 2 до нуля. Нулевая отметка может рассчитываться только аналитическими методами при известных величинах и характере нагрузки на ходовом винте и ходовой гайке.

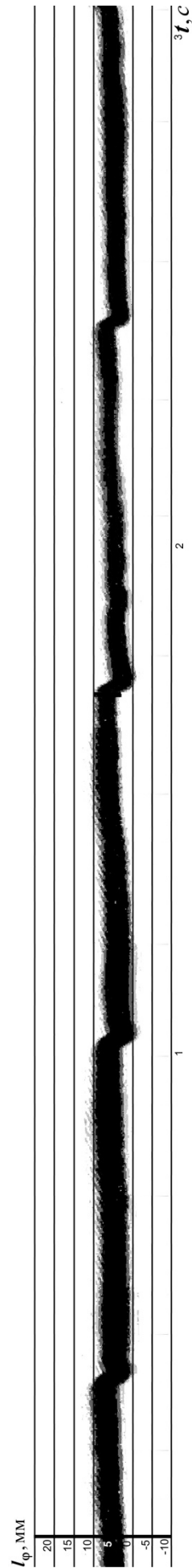


Рисунок - 3.4. Лазерограммы изменения крутящего момента во времени на передаточном валу ПВ2 станка 2

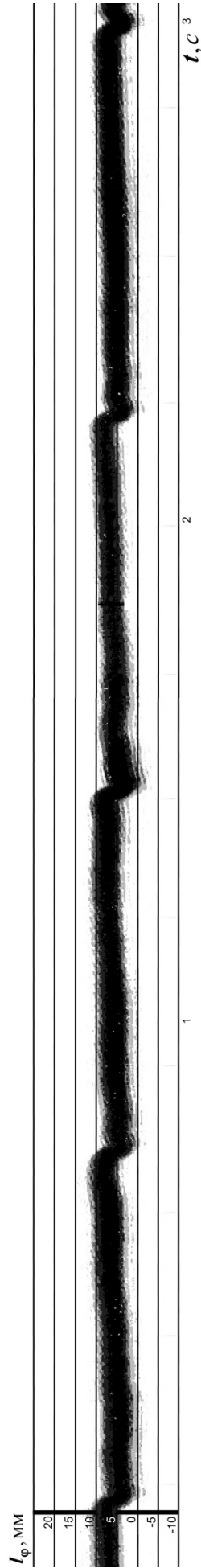


Рисунок - 3.5. Лазерограммы изменения крутящего момента во времени на передаточном валу ПВ2 станка 2

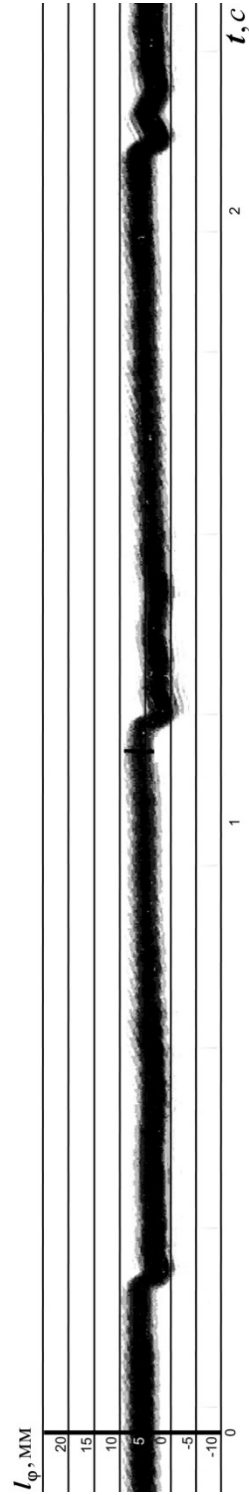


Рисунок - 3.6. Лазерограммы изменения крутящего момента во времени на передаточном валу ПВ2 станка 2

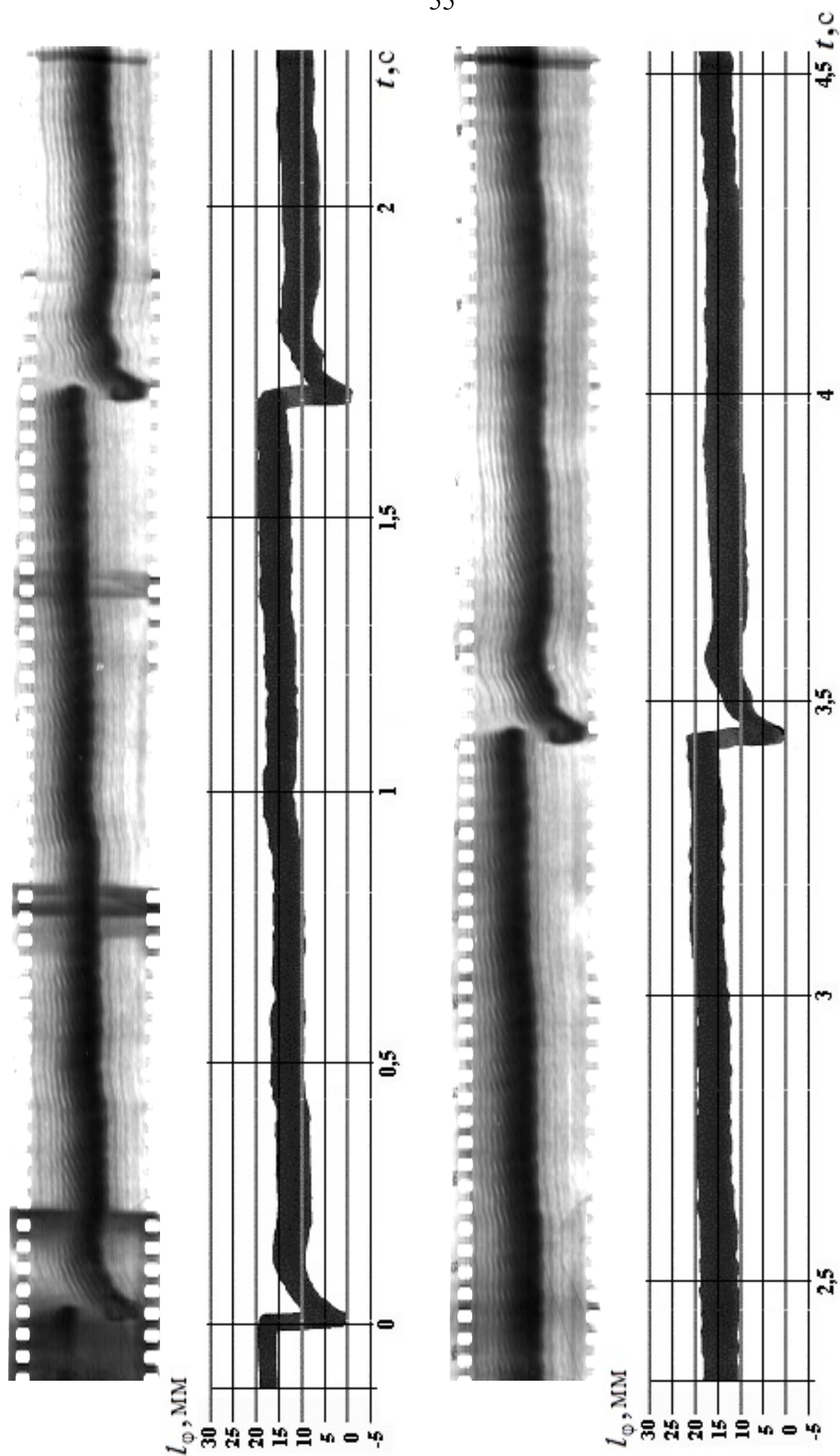


Рисунок 3.7 - Лазерограмма изменения крутящего момента во времени на втором передаточном валу станка 1

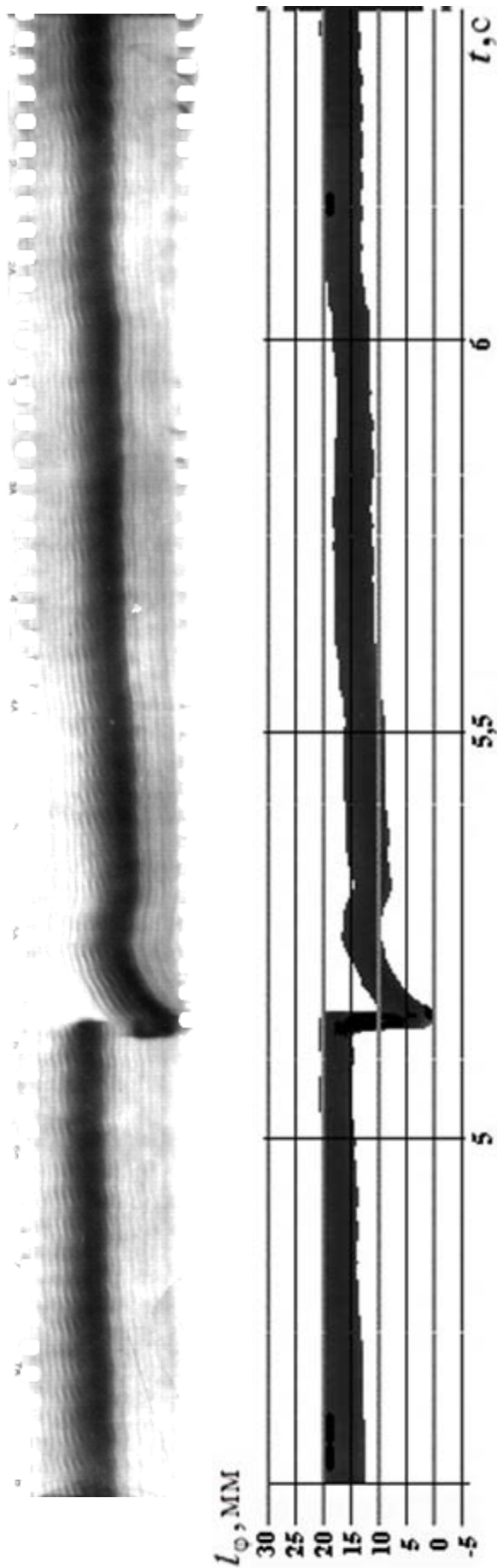


Рисунок 3.8 - Лазерограмма изменения крутящего момента во времени на втором передаточном валу станка 1

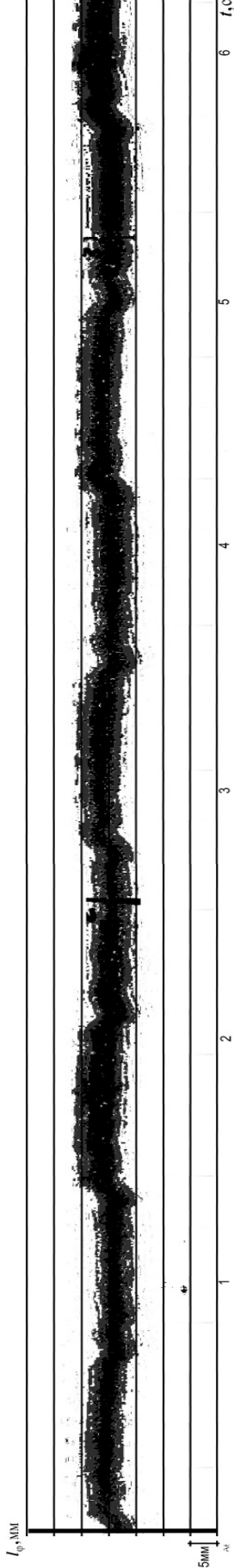


Рисунок 3.9 - Лазерограмма изменения крутящего момента во времени на передаточном валу ПВ1

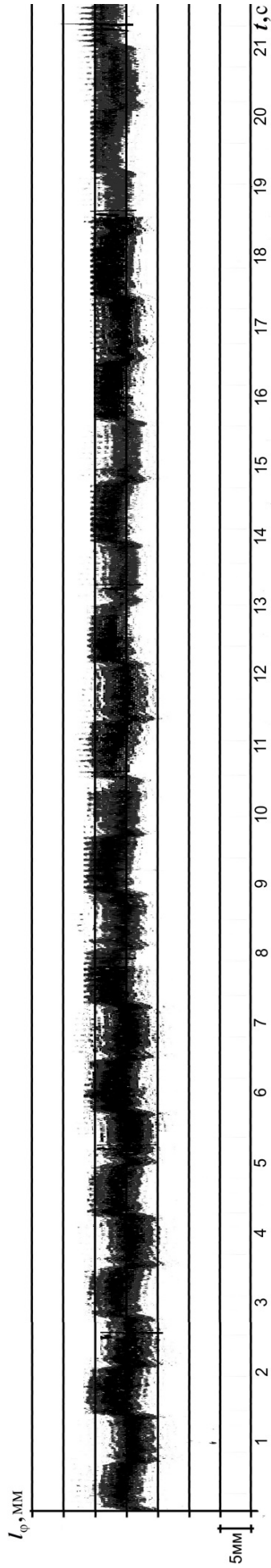


Рисунок 3.10 - Лазерограмма сжатого вида

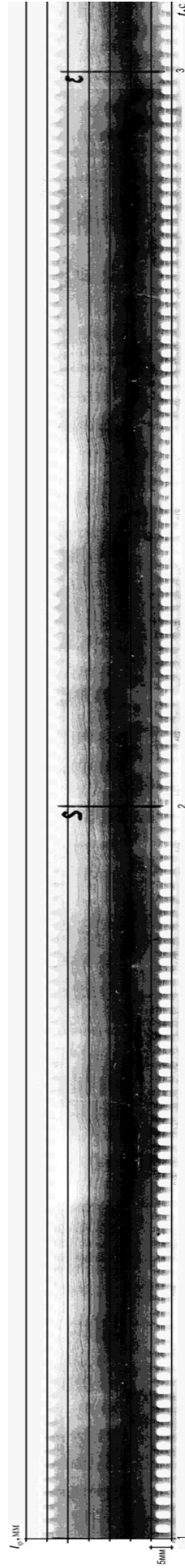


Рисунок 3.11 - Лазерограмма изменения крутящего момента во времени на передаточном валу

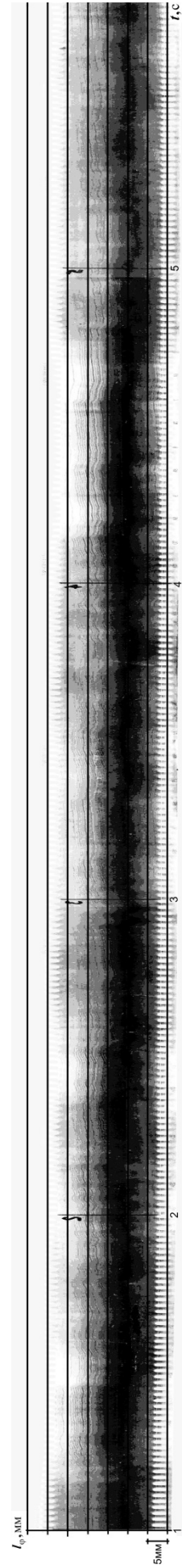


Рисунок 3.12 - Лазерограмма сжатого вида

Анализ рабочих режимов работы ПВП рабочего органа станка позволяет сделать вывод, что наиболее неблагоприятными являются два первых режима, показанными на рисунках 3.2 – 3.7. Участок нарастания значения момента закручивания на передаточных звеньях, который возникает при высоких нагрузках в узле ходового винта и гайки и плохой смазке, а потом резкий сброс крутящих моментов до нуля во время снижения нагрузки, что провоцирует срыв материала на рабочих поверхностях витков. Особенно неблагоприятен второй режим работы (рисунки 3.10 и 3.11), т.к. скручивание вала происходит 3 цикла, и соответственно, потом происходит очень резкий сброс крутящего момента $M_{кр}$ до нуля. Данный факт отрицательно сказывается на надёжности станка.

3.2. Анализ жесткости привода вертикальной подачи штрипсовых станков

Одной из основных систем станка является ПВП рабочего органа. Эта система, как показывает многолетний анализ, имеет невысокую надёжность. В статье дан анализ динамических нагрузок, действующих в данной системе и пути решения задач, связанных с оптимизацией действия этих нагрузок путём изменения жёсткости передаточных валов привода вертикальной подачи, с целью повышения надёжности станка.

Привод вертикальной рабочей подачи пильной рамы штрипсового станка (рисунок 1.6), как правило, состоит из электродвигателя, передаточных элементов (вариаторов, зубчатых передач, возможно планетарных или червячных передач, и других), а также винтов и гаек, обеспечивающих подачу.

Электродвигатель ПВП рабочего органа имеет частоту вращения порядка от 700 до 3000 мин⁻¹. Ходовой винт – от 0,01 до 0,10 мин⁻¹. Передаточные числа привода вертикальной подачи i составляют от 7000 до 20000. На передачу крутящего момента от электродвигателя до ходовых винтов оказывает влияние жёсткость передаточных звеньев. Наименьшим жёстким элементом являются длинные передаточные валы, расположенные наверху каркаса станка, их длина составляет от 1 до 5 м. Жёсткость длинных передаточных валов можно изменять с помощью диаметра.

Во время работы станка суммарная вертикальная составляющая сил тяжести и инерции СПР $Y_{G+ин}$, характеризующая контакт витков винта и гайки. Если $Y_{G+ин}$ будут иметь большие значения, то будет наблюдаться факт отсутствия прокручивания винта в гайке, другими словами, наблюдается процесс стопорения винта. В случае ослабления силы $Y_{G+ин}$ происходит сброс нагрузок до 0. Ослабление нагрузок происходит либо в момент времени контакта пил с заготовкой, а также в точках крайнего положения рабочего органа, при этом значение составляющей сил инерции по y $Y_{ин}$ существенно снизится. Графически процесс представлен на рисунке 3.13. При проявлении процесса стопорения винта электродвигатель будет продолжать создавать усилия на винте, при этом будет происходить процесс закручивания всех передаточных звеньев, имеющих связь с винтом. При процессе стопорения угол вала двигателя будет иметь одинаковое значение с углом всех передаточных элементов, с учётом передаточного числа каждого звена по отношению к двигателю $i_{зв-дв}$. Значение определяется следующей зависимостью (рад)

$$N_{дв} = \Psi_{jXB} \cdot i_{дв-jXB} + \Psi_{пвj} \cdot i_{дв-пвj} + \Psi_{пви} \cdot i_{дв-пви} + \dots + \Psi_3 \cdot i_{дв-3} + \Psi_2 \cdot i_{дв-2} + \Psi_{1(дв)} \cdot (3.3)$$

Тогда

$$N_{дв} = 2\pi \cdot \frac{n}{60} \cdot t_{ст}, \text{ рад}, \quad (3.4)$$

где n – частота вращения электродвигателя, мин^{-1} ; $t_{ст}$ – время стопорения винта, с. Углы закручивания передаточных элементов, Зависимость угла каждого передаточного элемента от крутящего, будет определяться выражением

$$\Psi_{зв} = \frac{M_{СКР.зв} \cdot l_{зв}}{G \cdot J_{P.зв}}, \text{ рад}, \quad (3.5)$$

где $M_{СКР.зв}$ – крутящий момент, на передаточном элементе, Н·м; $l_{зв}$ – длина элемента, м; G – значение модуля упругости, для сталей $G = 8 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$;

$J_{P.3B}$ – полярный момент инерции передаточного узла, м^4 . Для рассматриваемой детали определяется по зависимости [6, 54, 66]

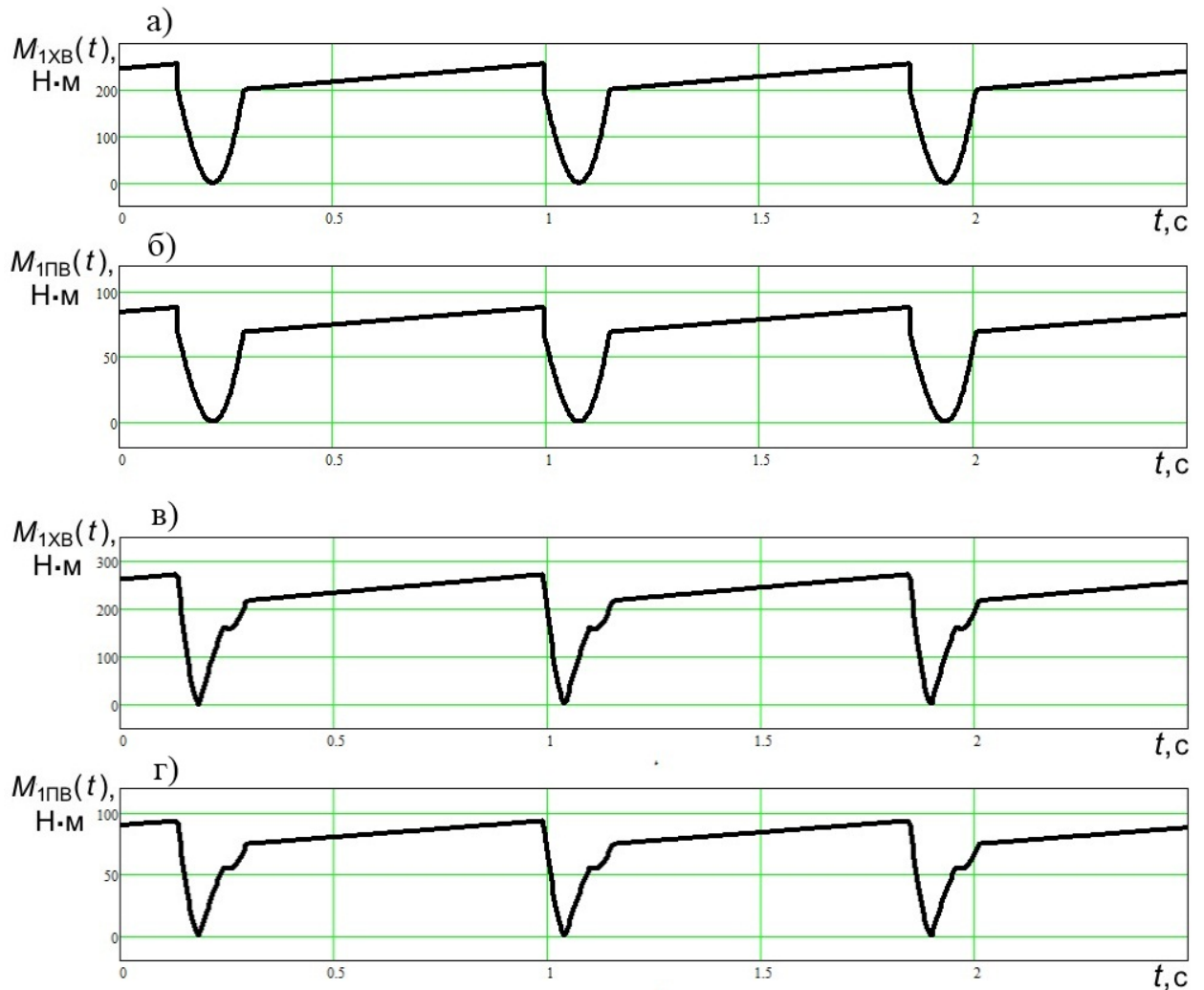


Рисунок 3.13 - Графики зависимости величин крутящих моментов на винтах M_{ixb} и передаточных валах $M_{инв}$ от времени работы t нежёсткой системы привода вертикальной подачи пильной рамы для: маятниковой траектории (а, б), выпуклой траектории (в, г).

$$J_{P.3B} = \frac{\pi D^4}{32}, \text{ м}^4, \quad (3.6)$$

где D – диаметр передаточного вала, м. Если подставить зависимость (3.5) в зависимость (3.3), то обязательно нужно учитывать, значения крутящих моментов на передаточных элементах будут разниться и соответственно определяться пропорционально. В связи с этим, необходимо определять зависимость изменения крутящего момента для каждого элемента отдельно.

То есть необходимо составить пропорцию относительно $M_{СКР.1XB}$ примерно следующего вида в соответствии с рисунком 3.1 при стопорении четырёх винтов:

$$M_{СКР.1XB} = 1; M_{12-13} = 0,323 M_{СКР.1XB}; M_{8-11} = 0,687 M_{СКР.1XB}; M_{4-7} = 0,281 M_{СКР.1XB}; M_{3-4} = 2,77 \cdot 10^{-4} M_{СКР.1XB}; M_{\text{вариатора}} = M_3 = 3,34 \cdot 10^{-4} M_{СКР.1XB}; M_{дв} = M_{1-3} = 4,01 \cdot 10^{-4} M_{СКР.1XB}.$$

Затем для соответствующего звена подставляем в формулу (3.5) правое значение пропорции и подставляем полученные выражения в формулу (3.3). В итоге получается выражение следующего вида:

$$N_{дв} = \frac{M_{СКР.1XB} k_{x6} l_{1XB}}{G_{1XB} J_{P.1XB}} i_{дв-1XB} + \frac{0,323 M_{СКР.1XB} l_{12-13}}{G_{12-13} \cdot J_{P.12-13}} \cdot i_{дв-12-13} + \frac{0,687 M_{СКР.1XB} l_{8-11}}{G_{8-11} \cdot J_{P.8-11}} \cdot i_{дв-8-11} + \\ + \frac{0,281 M_{СКР.1XB} l_{4-7}}{G_{4-7} \cdot J_{P.4-7}} \cdot i_{дв-4-7} + \frac{2,77 \cdot 10^{-4} M_{СКР.1XB} l_{3-4}}{G_{3-4} \cdot J_{P.3-4}} \cdot i_{дв-3-4} + \frac{3,34 \cdot 10^{-4} M_{СКР.1XB} l_3}{G_3 \cdot J_{P.3}} \cdot i_{дв-3} + \\ + \frac{4,01 \cdot 10^{-4} M_{СКР.1XB} l_{1-3}}{G_{1-3} \cdot J_{P.1-3}},$$

где k_{x6} – коэффициент использования ходового винта по длине (скручиваемой части винта). В полученном выражении значения для различных звеньев l_{3B} , G_{3B} , $J_{P.3B}$ и $i_{дв-3B}$ постоянные и известные величины. Значение $M_{СКР.1XB}$ присутствует в каждом слагаемом и его можно вынести за скобки

$$N_{дв} = M_{СКР.1XB} \left(\frac{k_{x6} l_{1XB}}{G_{1XB} J_{P.1XB}} i_{дв-1XB} + \frac{0,323 l_{12-13}}{G_{12-13} \cdot J_{P.12-13}} \cdot i_{дв-12-13} + \frac{0,687 l_{8-11}}{G_{8-11} \cdot J_{P.8-11}} \cdot i_{дв-8-11} + \right. \\ \left. + \frac{0,281 l_{4-7}}{G_{4-7} \cdot J_{P.4-7}} \cdot i_{дв-4-7} + \frac{2,77 \cdot 10^{-4} l_{3-4}}{G_{3-4} \cdot J_{P.3-4}} \cdot i_{дв-3-4} + \frac{3,34 \cdot 10^{-4} l_3}{G_3 \cdot J_{P.3}} \cdot i_{дв-3} + \frac{4,01 \cdot 10^{-4} l_{1-3}}{G_{1-3} \cdot J_{P.1-3}} \right),$$

Примем зависимость, указанную в скобках, за K – коэффициент приведения значений l_{3B} , G_{3B} , $J_{P.3B}$. в результате выражение будет иметь вид:

$$N_{дв} = K \cdot M_{СКР.1XB}, \quad (3.7)$$

Зная величину $N_{дв}$ в формуле (2), найдём величину $M_{СКР.1XB}$

$$M_{СКР.1XB} = \frac{N_{дв}}{K} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot t_{СТ}}{60 \cdot K}, \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (3.8)$$

Зная передаточные числа i между звеньями и кинематическую схему станка (см. рисунок 1. 6), мы можем определить значения крутящих моментов $M_{скр}$ от времени стопорения $t_{ст}$ на других узлах. Графическое изображение зависимостей $M_{скр.хв}(t_{ст})$ для винтов и $M_{скр.и пв}(t_{ст})$ представлены на рис. 3.14 в виде прямой нарастающих напряжений в материале передаточного вала.

Исследования, проведённые на Московском камнеобрабатывающем комбинате на штрипсовых станках итальянской фирмы Бретон, показали, что сброс нагрузок на передаточных валах может происходить через один, три или пять циклов (двойных ходов пильной рамы) в зависимости от величины нагрузки при контакте пил с блоком. Чем больше нагрузка, тем меньше число циклов между сбросами нагрузок. Такой режим работы больше характерен для штрипсовых станков с криволинейным движением рабочего органа и связан с характером действующих сил инерции системы «пильная рама». За время исследования максимальное число циклов между сбросами составило пять. Такой режим является наиболее нагруженным, максимальное наблюдаемое значение крутящего момента за всё время исследований составило $M_{скр.ипв.мах} = 180 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Подробно режимы работы описаны в работе [4]. Теоретически максимальное расчётное значение момента скручивания может составлять $M_{скр.ипв.мах} = 250 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

На рисунке 3.15 прямые нарастания момента скручивания $M_{скр.ипв}$ во времени $t_{ст}$, обозначенные цифрами 7, 8, 9, характерны для диаметров длинных передаточных валов, соответственно, 0,050; 0,055; 0,060 м. Для таких валов возможен режим работы с постоянным прокручиванием ходового винта в ходовой гайке, даже при максимальных нагрузках. Такая система передаточных звеньев привода вертикальной подачи называется жёсткой.

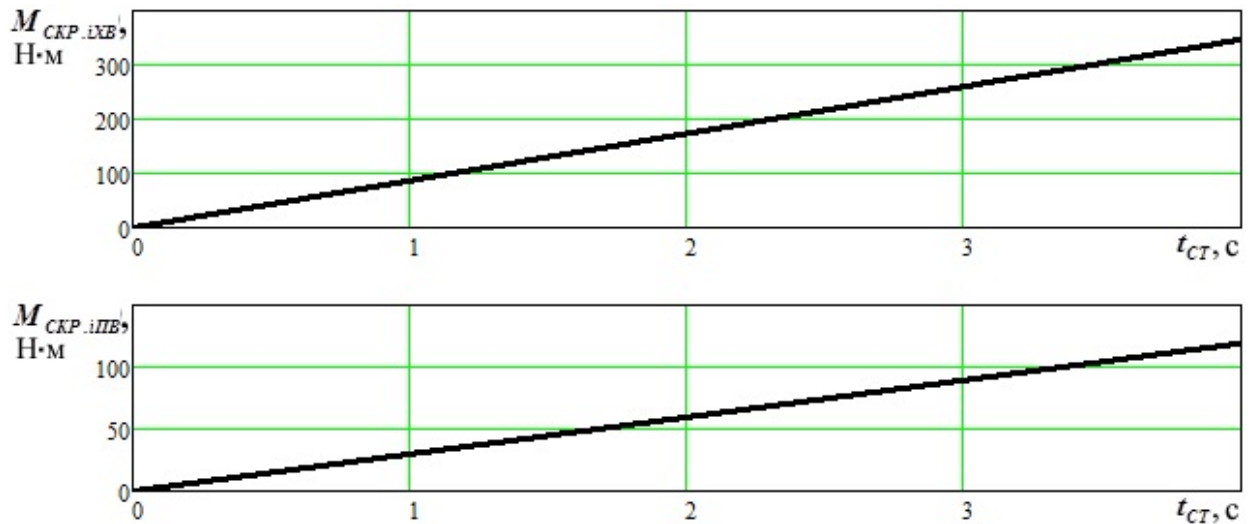


Рисунок 3.14 - Зависимости $M_{CKP}(t_{CT})$

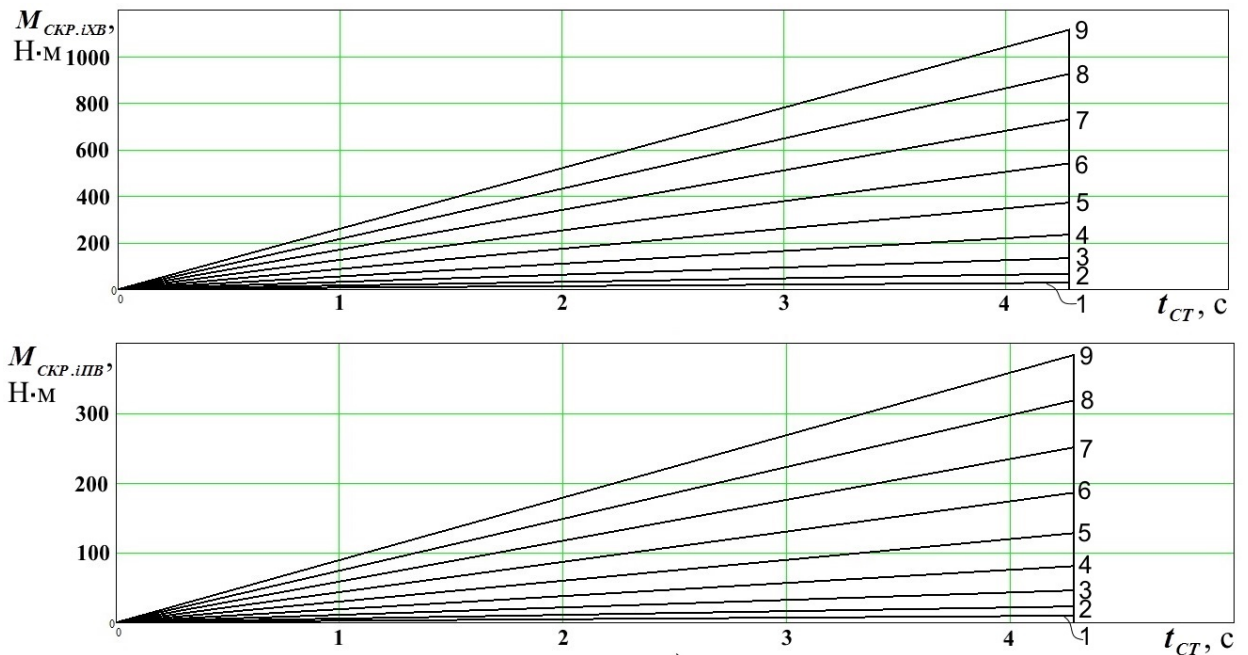


Рисунок 3.15 - Графики нарастания крутящих моментов на ходовом винте $M_{CKP.iXB}$ и передаточном валу $M_{CKP.iPB}$ во времени t_{CT} при значениях диаметров длинных передаточных валов D , соответственно для: 1 – 0,020 м, 2 – 0,025 м, 3 – 0,030 м, 4 – 0,035 м, 5 – 0,040 м, 6 – 0,045 м, 7 – 0,050 м, 8 – 0,055 м, 9 – 0,060 м

Прокручивание ходового винта в ходовой гайке под большой нагрузкой ведёт к повышенному износу витков гайки и уменьшает её ресурс. Жёсткость привода вертикальной подачи зависит от нескольких факторов (массы СПР, коэффициент трения в узле винта гайки, длины и диаметра передаточных валов

и т.п). В случае нежёсткой системы передаточных звеньев и сбросе нагрузок на передаточных валах через пять циклов (двойных ходов пильной рамы) прямые 7, 8, 9 достигают и затем превышают критическое значение момента скручивания $M_{СКР.ПВ.МАХ} = 250$. Поэтому такие режимы работы с таким диаметром валов для штрипсовых систем (для данного варианта) в случае нежёсткой системы передаточных звеньев неприемлемы. Программы, разработанные авторами в компьютерном приложении Mathcad, позволяют подобрать оптимальный диаметр вала для конкретного варианта штрипсового станка.

3.2.1. Расчет валов на прочность и выносливость

Проверочный расчёт на прочность ведётся в зависимости от их конструкции и конструкции контактирующих с этими валами деталей. Напряжения возникающие в валу могут быть нормальными

$$\sigma = \left(\frac{M_H}{W_H} + \frac{A}{F} \right) \cdot 10^{-6}, \text{ МПа}, \quad (3.9)$$

и касательными

$$\tau = \frac{M_K}{W_K \cdot 10^6}, \text{ МПа}, \quad (3.10)$$

где M_H – изгибающий момент, действующий в данном сечении вала, Н·м, A – осевая сила, Н, M_K – крутящий момент в данном сечении вала, Н·м;

$W_H = \frac{\pi D^3}{32}$ – момент сопротивления сечения вала при изгибе, м³, $W_K = \frac{\pi D^3}{16}$ –

момент сопротивления сечения вала при кручении, м³, $F = \frac{\pi D^2}{4}$ – площадь поперечного сечения вала, м², D – диаметр вала, м [22].

Так как валы в основном работают в условиях изгиба и кручения, а напряжения от продольных усилий невелики, то вторым слагаемым в формуле (3.9) можно пренебречь. При этом эквивалентное напряжение в точке наружного волокна для пластического материала

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_{on}}{\tau_{on}} \right)^2 \tau^2}, \text{ МПа}, \quad (3.11)$$

где σ_{on} и τ_{on} – соответственно, опасное (предельное) нормальное и касательное напряжение, действующее в валу (для пластических материалов $\sigma_{on} = \sigma_T$ и $\tau_{on} = \tau_T$, а отношение $\left(\frac{\sigma_T}{\tau_T} \right)^2 \approx 3$), где σ_T , τ_T – соответственно, предел текучести по нормальным и касательным напряжениям. Опасное (предельное) напряжение для пластических материалов определяется по следующей формуле

$$\sigma_{on} = \sigma_T \frac{\varepsilon_s \varepsilon_t}{k_s}, \text{ МПа}, \quad (3.12)$$

де ε_s – масштабный фактор, ε_t – коэффициент, учитывающий влияние рабочей температуры; k_s – эффективный коэффициент концентрации напряжений [7].

Эквивалентное напряжение в точке наружного волокна для хрупкого материала (закалённой стали, чугуна)

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{1-\nu}{2} \sigma + \frac{1+\nu}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \text{ МПа}, \quad (3.13)$$

$$\nu = \frac{\sigma_B}{\sigma_{BC}}$$

где коэффициент

Опасное (предельное) напряжение для хрупких материалов определяется по следующей формуле

$$\sigma_{on} = \sigma_B \frac{\varepsilon_s \varepsilon_u \varepsilon_t}{k_s}, \text{ МПа}, \quad (3.14)$$

где σ_B – предел прочности материала, Па; σ_{bc} – предел прочности материала на сжатие, Па; ε_u – коэффициент формы для хрупких материалов.

Напряжения, превышающие допустимые σ_{on} и τ_{on} , рассчитываются по следующим выражениям

$$\sigma_{on} = \sigma_{-1} \frac{\varepsilon_S \cdot \varepsilon_\beta \cdot \varepsilon_N \cdot \varepsilon_t}{k_\sigma}, \text{ МПа} \quad (3.15)$$

$$\tau_{on} = \tau_r \frac{\varepsilon_S \cdot \varepsilon_\beta \cdot \varepsilon_N \cdot \varepsilon_t}{k_{r\tau}}, \text{ МПа} \quad (3.16)$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала вала при изгибе с симметричным циклом изменения напряжений, МПа; ε_β – коэффициент, учитывающий состояние поверхности, её повреждение или упрочнение; ε_N – коэффициент долговечности, $\varepsilon_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_{ЭКВ}}}$; k_σ – эффективный коэффициент учитывающий эффективность концентрации нормальных; τ_r – предел выносливости при кручении с асимметрией цикла $r = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}$.

$$\tau_r = \frac{\tau_{-1}}{1 - \frac{1}{2} \cdot (1 - \psi_\tau)(1 + r)}, \quad (3.17)$$

где τ_{\min}, τ_{\max} – соответственно, максимальные и минимальные действующие напряжения в валу, МПа; τ_{-1} – предел выносливости при кручении для симметричного цикла нагружения, МПа; ψ_τ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла. Значение $k_{r\tau}$ – эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений [18]

$$k_{r\tau} = \frac{1}{2} \cdot [(1 + r) + k_\tau(1 - r)] \quad (3.18)$$

где k_τ – эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений.

Допускаемое напряжение определяется из зависимости

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{on}}{[n]} \quad \text{или} \quad [\tau] = \frac{\tau_{on}}{[n]}, \text{ МПа} \quad (3.19)$$

где $[n]$ – допустимый запас прочности материала (стали пластические (углеродистые и легированные при высокой температуре отпуска) при расчёте по пределу текучести или выносливости $[n] = 1,2 - 1,3$; стали высокопрочные с

пониженными пластическими свойствами (с низкой температурой отпуска) и высокопрочные чугуны при расчёте по пределу текучести или выносливости $[n] = 1,3 - 1,5$, при расчёте по пределу прочности $[n] = 2,0 - 2,5$.

Полученное напряжение $\sigma_{эКВ}$ сравнивается с допустимым $[\sigma]$. То есть, должно выполняться условие

$$\sigma_{эКВ} < [\sigma], \text{ Па} \quad (3.20)$$

Минимально допустимый диаметр длинного передаточного вала определяется исходя из выполненного прочностного расчёта, результаты которого представлены в виде графиков действующих и допускаемых напряжений (рисунок 3.16). Значения $\sigma_{эКВ.пласт}$, $\sigma_{эКВ.хруп}$ – действующие эквивалентные нормальные напряжения в длинных передаточных валах, соответственно, для пластического и хрупкого материала стали, МПа; τ – действующие касательные напряжения в длинных передаточных валах, МПа; $[\sigma]_{пласт}$, $[\sigma]_{хруп}$ – допускаемые нормальные напряжения в длинных передаточных валах, соответственно, для пластического и хрупкого материала стали, МПа; $[\tau]$ – допускаемые касательные напряжения в длинных передаточных валах. Действующие напряжения рассчитаны для максимального значения момента скручивания $M_{СКР.ПВ.МАХ} = 250 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Расчёты и полученные графики показывают, что целесообразно применять длинные передаточные валы с диаметром равным или более $0,025 \div 0,030 \text{ м}$.

Таким образом, оптимальный диаметр длинных передаточных валов для данного варианта штрипсового станка (такой вариант станка является широко используемым в мире) составляет $0,030 \div 0,045 \text{ м}$. В случае жёсткой системы передаточных звеньев привода вертикальной подачи, диаметр может составлять бóльшие значения.

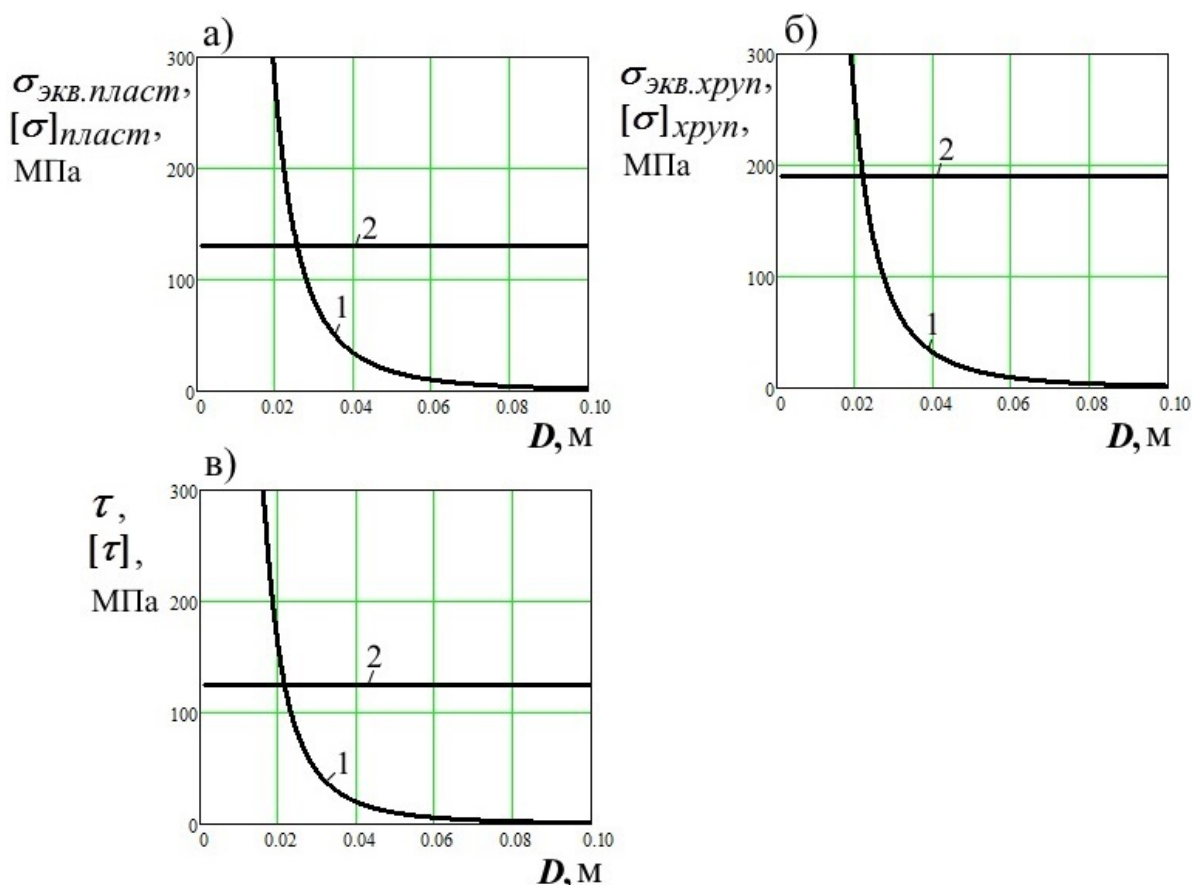


Рисунок 3.16 - Действующие (1) и допускаемые (2) напряжения: а) нормальные для пластического, б) нормальные для хрупкого, в) касательные

3.2.2. Построение графиков нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсового станка с невысокой жёсткостью передаточных звеньев

В случае невысокой степени жесткости передаточных элементов ПВП рабочего органа необходимо определить зависимость момента скручивания на передаточных элементах $M_{СКР.ЗВ}$ с учетом продолжительности стопорения $t_{СТ}$ ходового винта. Необходимо вначале определить зависимость $M_{СКР.ЗВ}(t_{СТ})$ (см. формулу (3.8) этой главы).

Основными составляющими значениями для определения зависимости $M_{СКР.ЗВ}(t_{СТ})$ являются: $J_{Р.к.ЗВ}$ – полярный момент инерции передаточного элемента, m^4 ; $\Psi_{к.ЗВ}$ – углы закручивания передаточных звеньев, рад; $N_{ДВ}$ – количество оборотов вала двигателя $N_{ДВ}$ при стопорении $t_{СТ}$.

Полученная зависимость (рисунок 3.17, 4 график) опускается до 0. Таким образом, построен график $M_{iXB}(t)$ для нежёсткой системы передаточных звеньев (рисунок 3.17, 5 график). Зная зависимость $M_{iXB}(t)$ можно определить крутящий момент на передаточных элементах ПВП рабочего органа $M_{3B}(t)$ (рисунок 3.17, 6 график).

3.3. Сравнительный анализ действующих нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсовых станков с маятниковой и выпуклой траекторией движения пильной рамы

Одной из наиболее эффективных траекторий движения рабочего органа исследуемых станков при распиливании крепких горных пород является выпуклая. Характер действия динамических нагрузок в приводе при такой траектории в недостаточной мере изучен. В данной работе автором произведён сравнительный анализ динамических нагрузок в приводе вертикальной подачи с целью подбора оптимальных геометрических, кинематических, силовых и режимных параметров исследуемых станков с выпуклым и маятниковым характером движения рабочего органа.

Анализ действующих нагрузок в СПР и ПВП пильной рамы

Наиболее частой траекторией движения рабочего органа исследуемых станков является маятниковая и выпуклая рисунке 3.18.

Общая вертикальная нагрузка, действующая со стороны рабочего органа станка на заготовку (по оси y – см. рисунок 3.19) рассчитывается по формуле

$$Q_{ПР} = \sum_{i=1}^4 F_{iXB} + Y_{G+ин}, \text{ Н}, \quad (3.21)$$

где $\sum_{i=1}^4 F_{iXB}$ – Общие усилие (Н), создаваемое четырьмя винтами (у большинства станков 4 винта); $Y_{G+ин}$ – суммарные составляющие по оси y сил тяжести и сил инерции (Н), возникающие при движении пильной рамы, маятниковых подвесок и ходовых гаек.

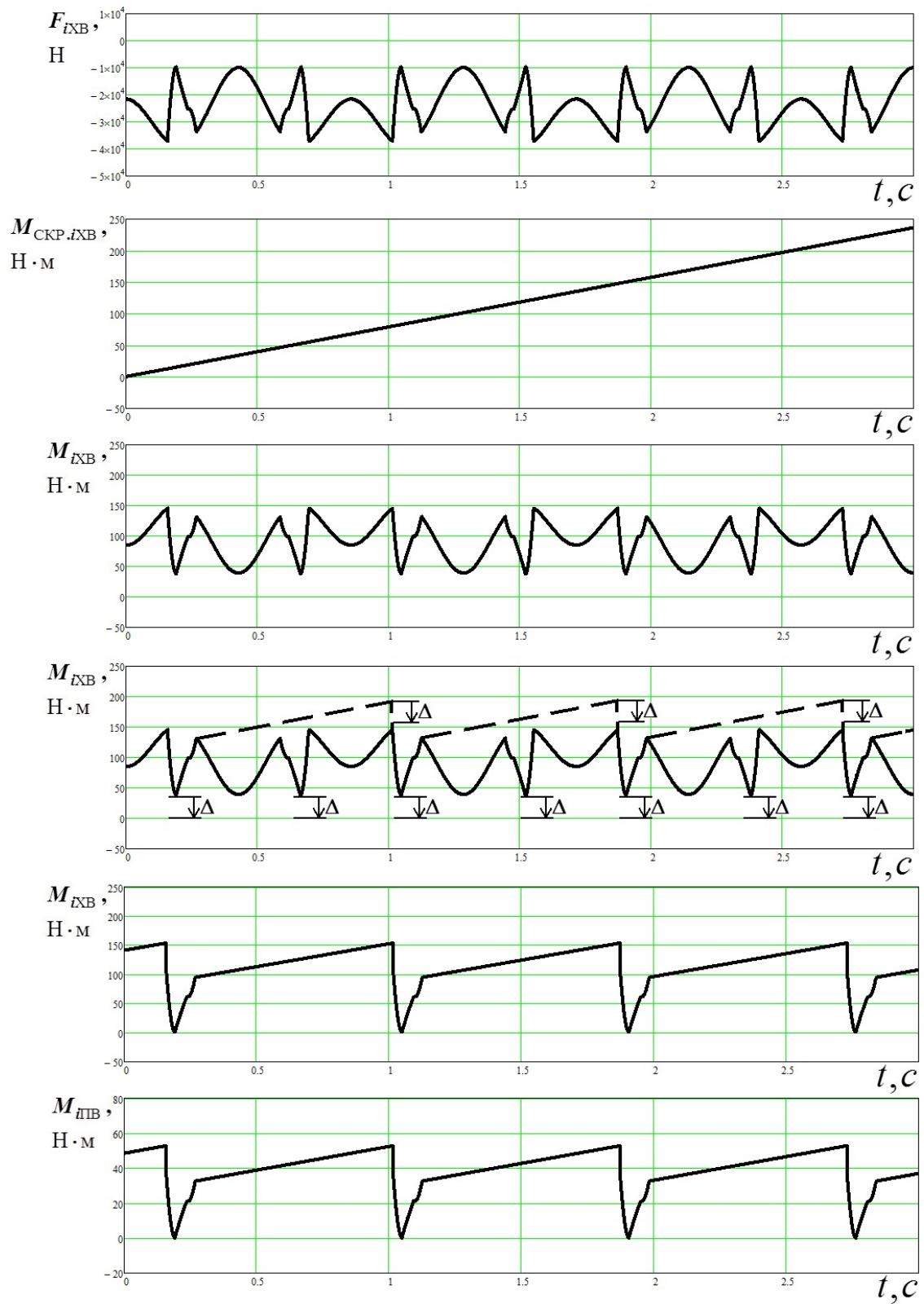


Рисунок 3.17 - Графики зависимостей изменения крутящих моментов на винтах M_{iXB} и передаточных валах M_{IIIB} по времени t

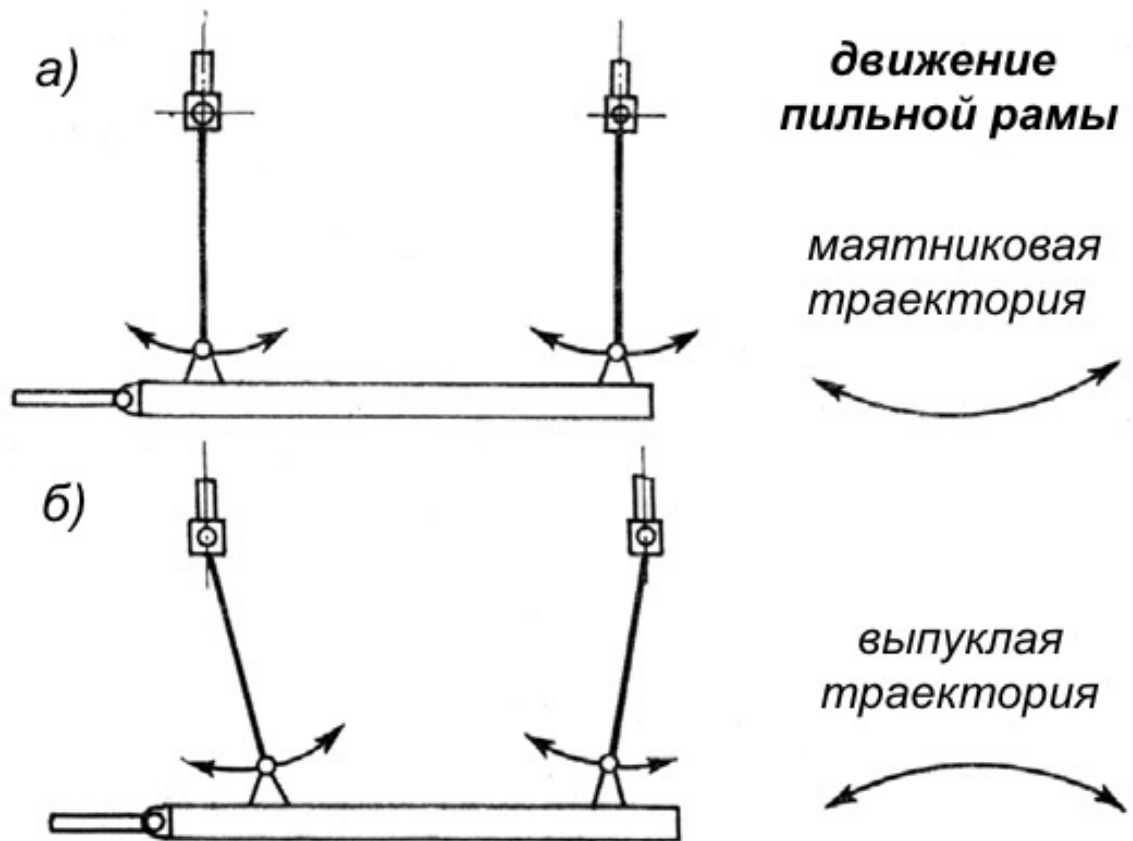


Рисунок 3.18 - Маятниковая (а) и выпуклая (б) траектории движения рабочего органа

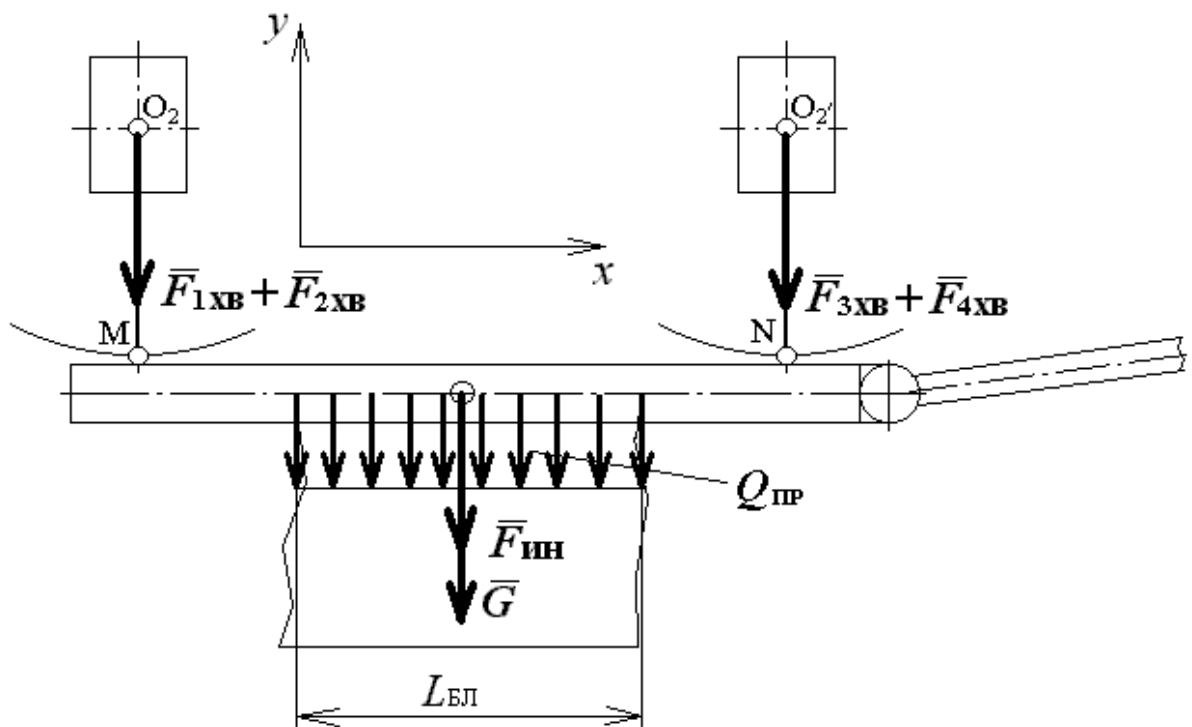


Рисунок 3.19 - Составляющие силы $Q_{пр}$

Сила $Q_{пр}$ рассчитывается по формуле

$$Q_{пр} = nqL_{БЛ}, \quad (3.22)$$

где n – количество пил при распиловки заготовки; q – распределенная нагрузка, Н/м; $L_{БЛ}$ – длина блока, м. Зависимость (3.21) является универсальной для исследуемых станков.

Проведённый авторами работы динамический анализ работы привода вертикальной подачи штрипсового станка выявил зависимости нагрузки $Q_{пр}$ от угла наклона маятниковых подвесок ϕ и времени t .

Анализ показывает, что в случае маятниковой траектории движения пильной рамы возникают высокие нагрузки $Q_{пр}$ (рисунок 3.22), контакт пил с блоком начинается в центре блока (рисунок 3.20), далее пилы прогибаются и одновременно протаскиваются совместно с дробью по дну пропила. Затем прогиб пил начинает уменьшаться, и после они выходят из контакта. Нагрузка $Q_{пр}$ имеет неравномерный скачкообразный характер и меняется в широком диапазоне.

При выпуклом характере движения рабочего органа возникают меньшие по отношению к маятниковой траектории нагрузки $Q_{пр}$ (рисунок 3.22), контакт пил с блоком начинается на краю блока (рисунок 3.21), здесь же пила начинает прогибаться с одновременным протаскиванием дробин по дну пропила. Затем пила начинает перекашиваться по дну пропила до противоположного края с постоянной нагрузкой $Q_{пр}$. При достижении другого края блока прогиб пил начинает уменьшаться, и после чего они выходят из контакта.

Маятниковая траектория движения пильной рамы характеризуется распределённым контактом пил почти по всей длине пропила блока, нагрузку $Q_{пр}$ можно считать распределённой. Во время контакта изогнутые пилы в некотором приближении принимают форму дна пропила блока.

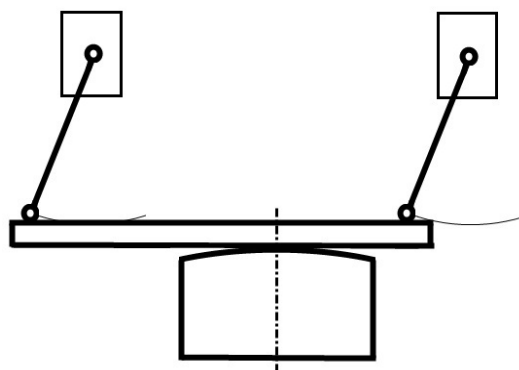


Рисунок 3.20 - Запиливание при маятниковом характере движения рабочего органа

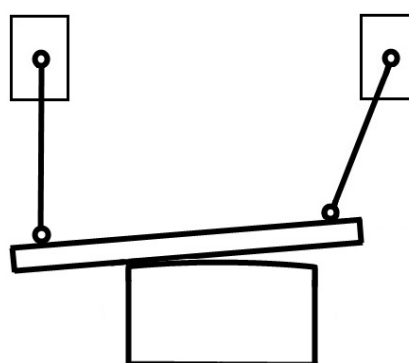


Рисунок 3.21 - Запиливание при выпуклом характере движения рабочего органа

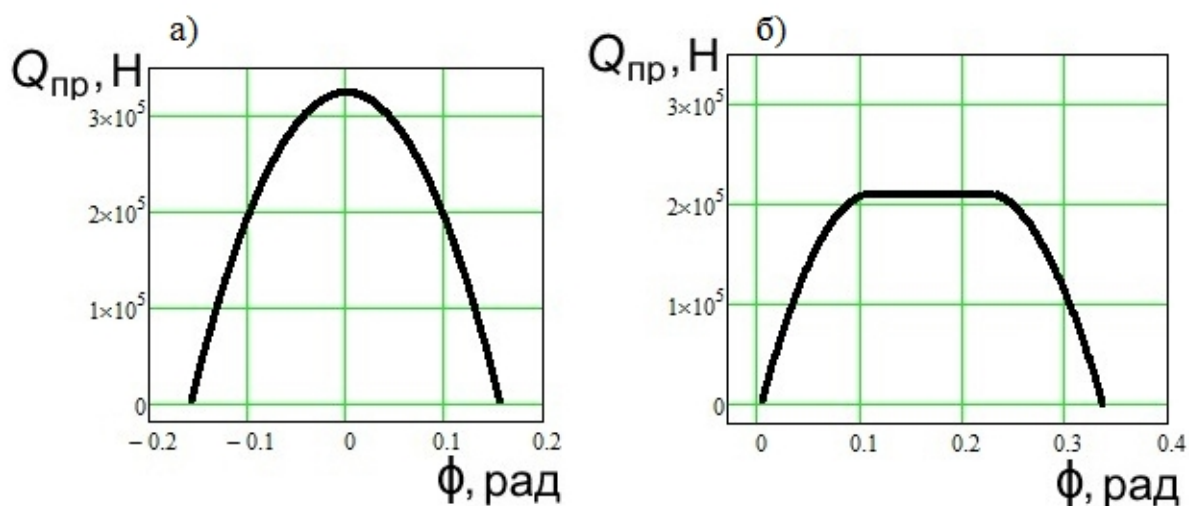


Рисунок 3.22 - Графики зависимости общей вертикальной нагрузки, действующей со стороны рабочего органа станка на заготовку, от угла наклона маятниковых подвесок ϕ : а) для маятникового, б) и выпуклого характера движения рабочего органа

Выпуклая траектория характеризуется точечным контактом пил с блоком. Точка контакта имеет перемещения от одного края блока к другому во время одного хода пильной рамы. При этом напряжения, возникающие в распиливаемой породе больше, чем при маятниковой траектории, что даёт высокую производительность распиливания. Также преимуществом выпуклой траектории распиливания является эффективное очищение прорезей от гранитной пыли и уменьшение значений нагрузок ударного характера, вследствие чего увеличивается точность прорезей

Анализ моментов и сил, а также динамических нагрузок, возникающих на гайках и винтах системы ПВП рабочего органа в зависимости от угла отклонения маятниковой подвески и во времени представлен в виде графиков на рисунках 3.23 и 3.24.

На рисунке 3.23, а представлен график $F_{1XB}(\phi)$ для маятниковой траектории движения пильной рамы. Для участков $-0,32\text{рад.} < \phi < -0,16\text{рад.}$ и $0,16\text{рад.} < \phi < 0,32\text{рад.}$ характерно действие только суммарных сил тяжести и инерции. На участке $-0,16\text{рад.} < \phi < 0,16\text{рад.}$ действуют суммарные сил тяжести и инерции, а также сила, возникающая при контакте пил с блоком $Q_{пр}$. На рисунке 3.24, в, д представлены графики $F_{1XB}(\phi)$ для выпуклой траектории движения пильной рамы. Для участков $-0,13\text{рад.} < \phi < 0,01\text{рад.}$ и $0,32\text{рад.} < \phi < 0,50\text{рад.}$ характерно действие только суммарных сил тяжести и инерции. На участке $0,01\text{рад.} < \phi < 0,32\text{рад.}$ действуют суммарные сил тяжести и инерции, а также сила, возникающая при контакте пил с блоком $Q_{пр}$.

Отличие нагрузок при маятниковой и выпуклой траектории заключается в том, что действуют различные по характеру нагрузки $Q_{пр}$ (описание см. выше).

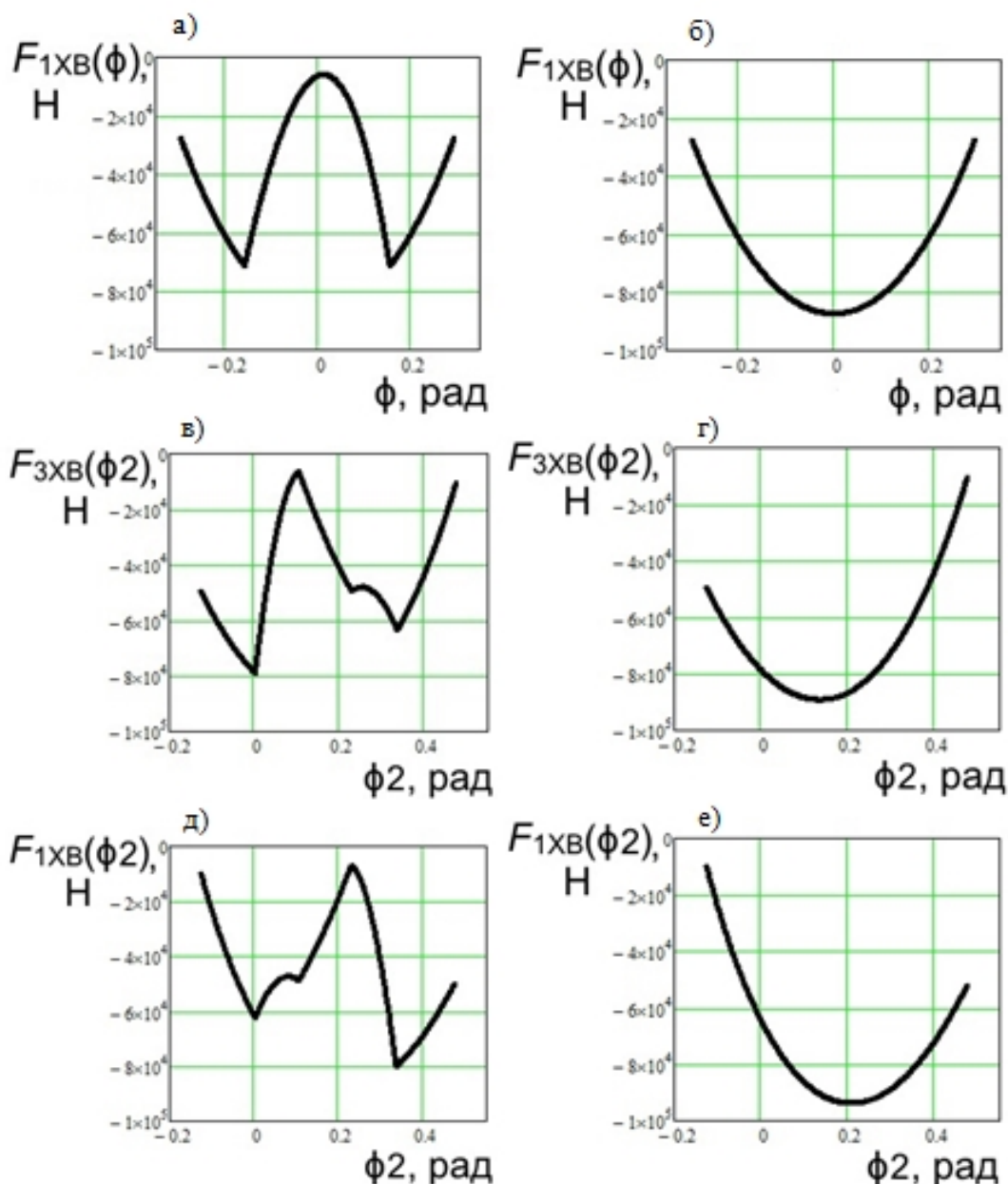


Рисунок 3.23 - Графики зависимости осевых нагрузок на ходовые винты F_{ixb} от угла отклонения маятниковых подвесок ϕ (или ϕ_2) для: маятниковой траектории (а, б), выпуклой траектории (в-е). Графики а, в, д характерны для работы штрипсовых станков в рабочих режимах, б, г, е – в холостых режимах (при действии только суммарных сил тяжести и инерции)

Также видно, что для маятниковой траектории движения пильной рамы характерно симметричность графика $F_{1XB}(\phi)$ относительно нулевой вертикальной оси при действии только суммарных сил тяжести и инерции (рисунок 3.23,б). Для выпуклой траектории характерна асимметричность цикла с достижением на рисунке 3.23,г значение в правой ветке кривой

значения приближающегося нулю по отношению к нулевой горизонтальной оси, на рисунке 3.23,е – в левой ветке. Этот факт является положительным, так как в этом положении маятниковой подвески значение нагрузки F_{1XB} или F_{3XB} в ходовом винте и ходовой гайке минимально. В этом случае происходит сброс нагрузок в передаточных звеньях привода вертикальной подачи до 0, что положительно влияет на надёжность станка в целом. Такой режим можно подобрать в программе, разработанной авторами по определению нагрузок в системе СПР и приводе вертикальной подачи пильной рамы. Основными варьируемыми данными для подбора оптимального режима являются: масса и геометрические размеры системы СПР; кинематические параметры; угол отклонения маятниковой подвески в исходном положении ϕ_{20} (при угле отклонения пильной рамы от горизонтального положения, равному 0 рад.) и др.

На рисунке 3.24, а, в изображены графики F_{iXB} во времени t . На рисунке 3.24, б, г изображены графики M_{iXB} во времени t для жёсткой системы привода передаточных звеньев вертикальной подачи пильной рамы. Графики синхронизированы по времени. Под жёсткой системой привода передаточных звеньев вертикальной подачи пильной рамы следует понимать такую систему, при которой при разных, в том числе и максимальных, нагрузках на ходовые винты и ходовые гайки происходит постоянное прокручивание между ними. Этот режим частично или полностью реализуется:

1. в условиях низкого коэффициента трения в витках ходового винта и ходовой гайки, т.е. в условиях хорошей смазки узла и при применении высококачественных антифрикционных материалов деталей. Поиск в этом направлении ведётся несколько десятилетий, но проблема остаётся крайне актуальной.
2. при большом диаметре длинных передаточных валов.

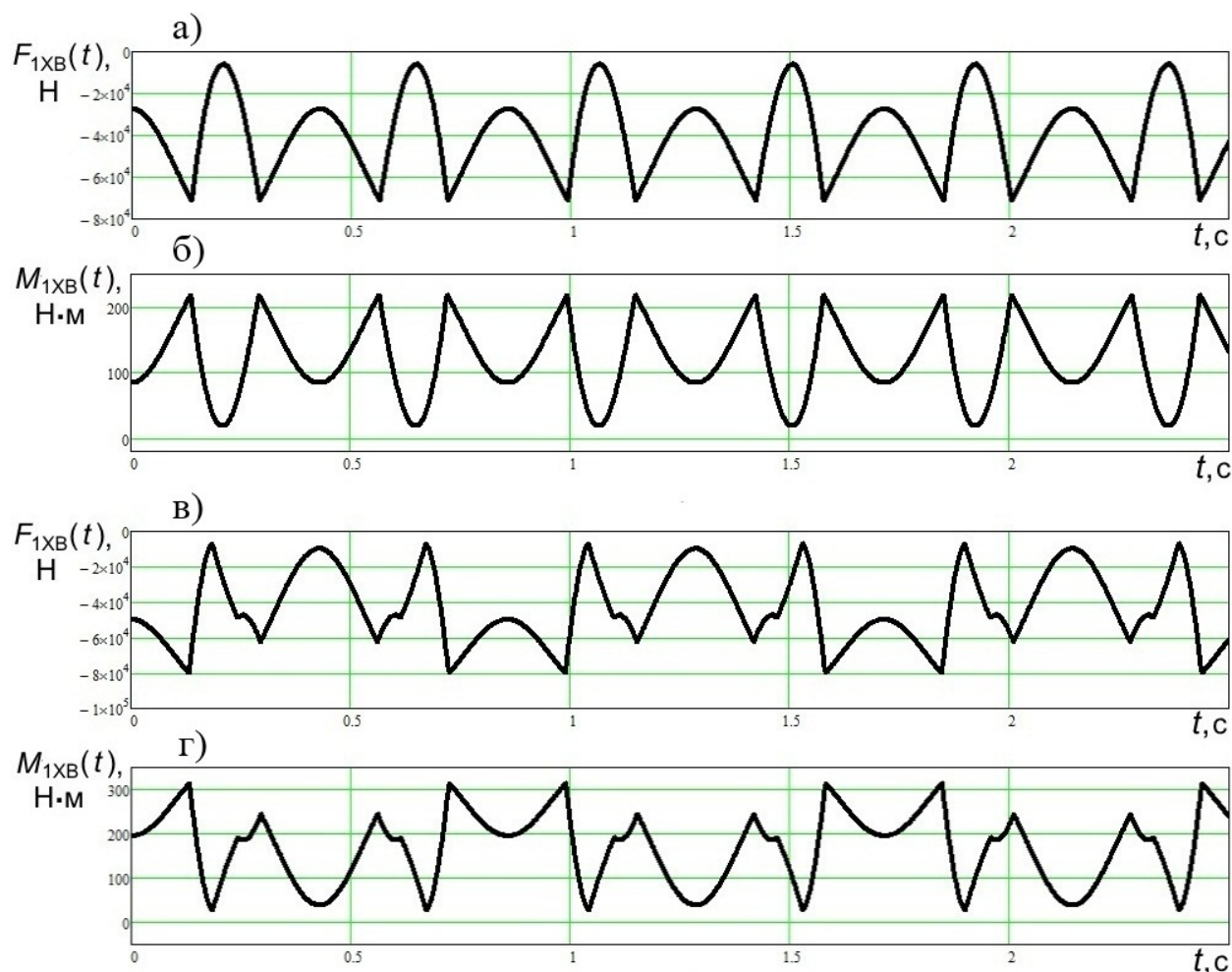


Рисунок 3.24 - Графики зависимости осевых нагрузок на ходовые винты F_{iXB} и крутящих моментов на ходовых винтах M_{iXB} от времени работы t для: маятниковой траектории (а, б), выпуклой траектории (в, г)

Первое направление совершенства штрипсовых станков наиболее предпочтительно.

При большом диаметре длинных передаточных валов происходит прокручивание в паре «ходового винт – ходовая гайка» даже при максимальных осевых нагрузках, что приводит к большим контактным напряжениям в рабочих витках пары и срыву поверхностного слоя материала.

В этом случае рекомендуется подбирать оптимальную жёсткость передаточных звеньев привода вертикальной подачи, т.е. оптимальный диаметр длинных передаточных валов.

На рисунке 3.25 изображены графики M_{ixb} во времени t для нежёсткой системы привода передаточных звеньев вертикальной подачи пильной рамы. Графики синхронизированы во времени. Для маятниковой и выпуклой траектории графики имеют практически схожий характер за исключением отличий, описанных выше.

Под нежёсткой системой привода передаточных звеньев вертикальной подачи пильной рамы следует понимать такую систему, при которой прокручивание ходового винта в ходовой гайке происходит на отдельных небольших участках времени работы при минимальных осевых нагрузках в ходовой паре.

Преимуществом нежёсткой системы по отношению к жёсткой является отсутствие прокручивания прокручивание в паре «ходового винт – ходовая гайка» при больших осевых нагрузках, и, как следствие отсутствие срыва поверхности материала витков.

Недостатком данной системы является длительное закручивание системы вращающихся передаточных звеньев узла привода вертикальной подачи в случае, когда минимальные осевые нагрузки значительно отстоят от нуля. Процесс длительного закручивания передаточных звеньев приводит к большим нагрузкам в рабочих звеньях привода и к снижению надёжности и ресурса деталей. В этом случае необходимо проектировать станок таким образом, чтобы минимальные значения нагрузок в узле подачи при рабочих режимах наиболее близко приближались к нулю, но ни в коем случае не достигали и не превышали этого значения вследствие процесса смены рабочих поверхностей, сопровождающимся высокими динамическими и ударными (в случае зазора между витками в изношенной паре) процессами.

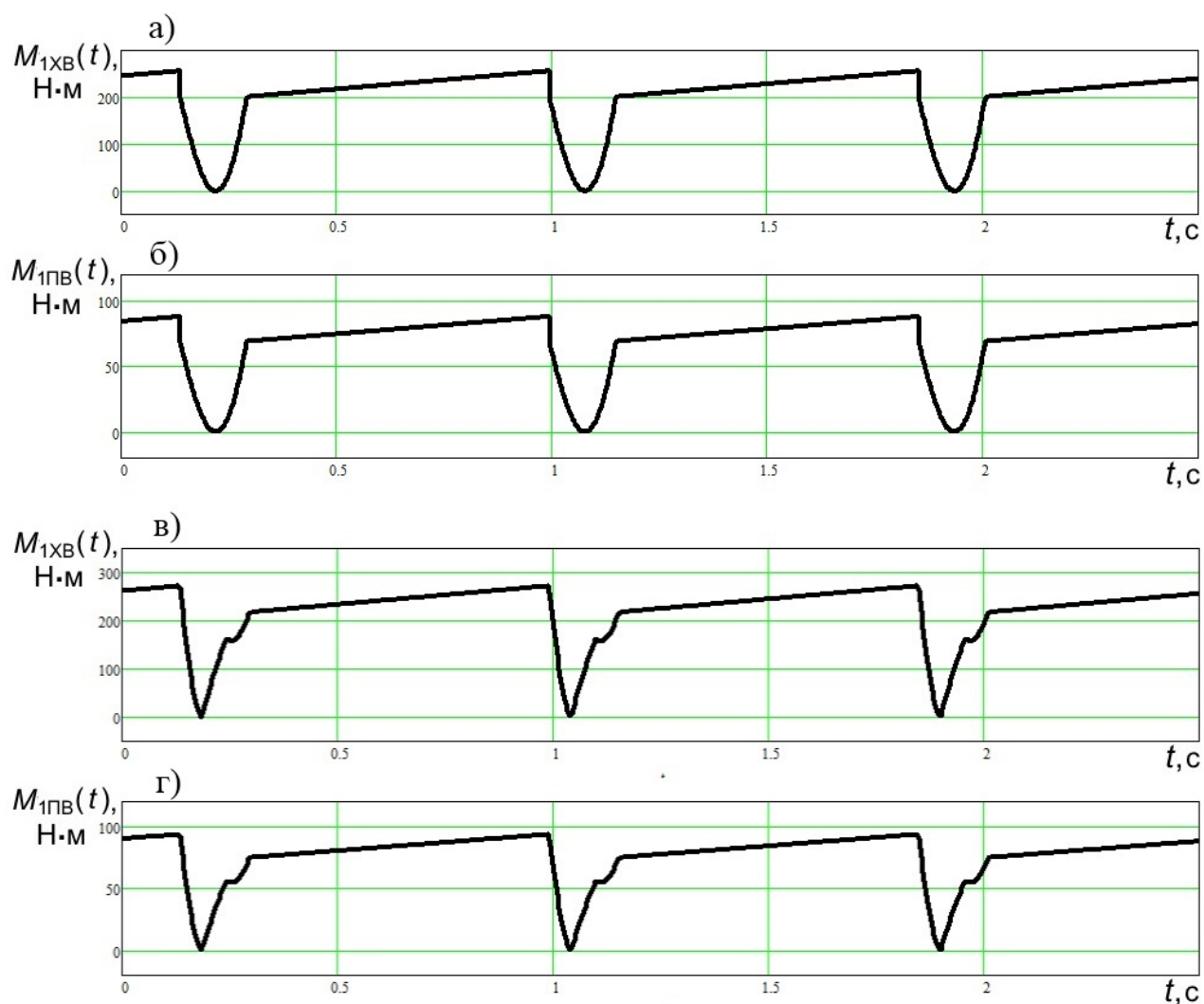


Рисунок 3.25 - Графики зависимости крутящих моментов на ходовых винтах M_{ixb} и передаточных валах $M_{ипв}$ от времени работы t нежёсткой системы привода вертикальной подачи пильной рамы для: маятниковой траектории (а, б), выпуклой траектории (в, г)

Длительное закручивание передаточных звеньев заканчивается значительным снижением значений крутящих моментов в передаточных элементах при уменьшении нагрузки в приводном узле. Этот процесс также может сопровождаться срывом поверхности материала витков, что негативно отражается на надёжности станка.

Существует также промежуточный режим работы, имеющий характеристики жёсткой и нежёсткой системы передаточных звеньев. Он

характеризуется чередованием участков с постоянным и прерывистым прокручиванием ходового винта в ходовой гайке.

Процесс сброса значений моментов на передаточных элементах будет возникать при следующих условиях:

1. достижения вертикальной нагрузки, действующая от рабочего органа станка на заготовку $Q_{пр}$, максимального значения;
2. нахождения рабочего органа в крайнем положении движения (мёртвых точках).

Графики действия нагрузок для первого режима сброса крутящих моментов представлены на рисунке 3.25, для второго режима на рисунке 3.27.

Для второго режима характерен график действия сил на гайках и винтах системы ПВП рабочего органа в зависимости от значения отклонения подвески рабочего органа, изображённый на рисунке 3.26 для маятниковой (а) и выпуклой (б) траектории. Такие режимы действия характерны при небольших значениях нагрузки $Q_{пр}$, то есть при невысоких скоростях вертикальной подачи пильной рамы при распиливании блока (например, при запиливании или допиливании). В данном случае необходимо стремиться проектировать станок таким образом, чтобы нагрузка в крайних точках движения пильной рамы (мёртвых точках) в некоторой степени приближалась к нулю, что было описано выше. В результате сравнения графиков а и б на рисунке 3.26 и вышеописанного материала можно сделать вывод, что при выпуклой траектории движения пильной рамы надёжность привода вертикальной подачи при прочих равных условиях должна быть выше, так как нагрузка F_{ixb} на графике б ближе расположена к нулевой отметки, чем на графике а. В этом случае процесс сброс крутящих моментов чаще и с меньшей динамикой.

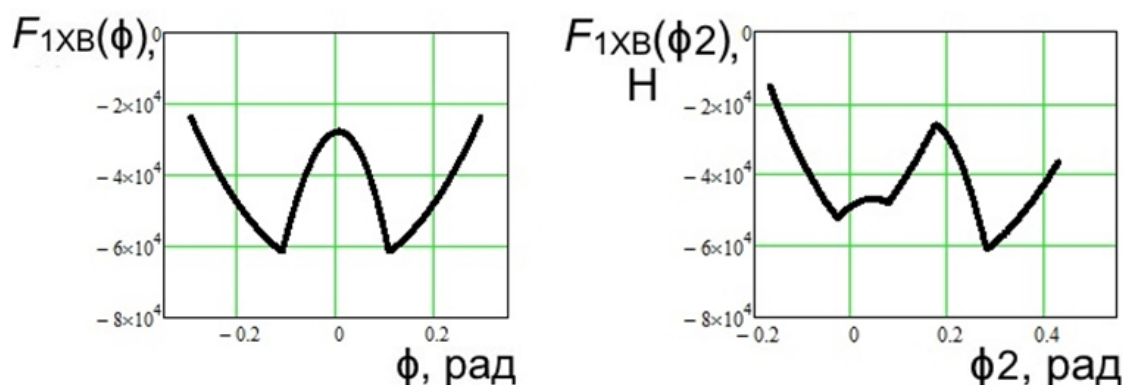


Рисунок 3.26 - Графики зависимости нагрузок на винты F_{ixb} от угла отклонения подвесок рабочего органа ϕ (или ϕ_2) при превышении суммарных составляющих сил тяжести и сил инерции, возникающих при движении рабочего, $Y_{G+ин}$ нагрузки, действующей со стороны рабочего органа исследуемого станка на заготовку, $Q_{пр}$ для: маятниковой траектории (а, б), выпуклой траектории (в-е)

Графики M_{ixb} во времени t для нежёсткой системы привода передаточных звеньев вертикальной подачи пильной рамы при превышении составляющих сил $Y_{G+ин}$ нагрузки $Q_{пр}$ изображены на рисунке 3.27. На графиках видно, что для выпуклой траектории движения пильной рамы характерен режим более частых сбросов крутящих моментов на передаточных звеньях привода вертикальной подачи, что положительно влияет на надёжность станка.

Выводы по главе

В 3-ей главе было проведено описание эксперимента, определяющего величин и характера крутящих моментов $M_{кр}$, действующих на передаточных валах привода вертикальной подачи штрипсового станка. Полученные результаты представлены в виде лазерограмм – графиков изменения крутящего момента. Представленные лазерограммы характерны для некоторых режимов работы станка. Проведена обработка данных экспериментов, т.е. отклонения на лазерограммах переведены в величины крутящих моментов.

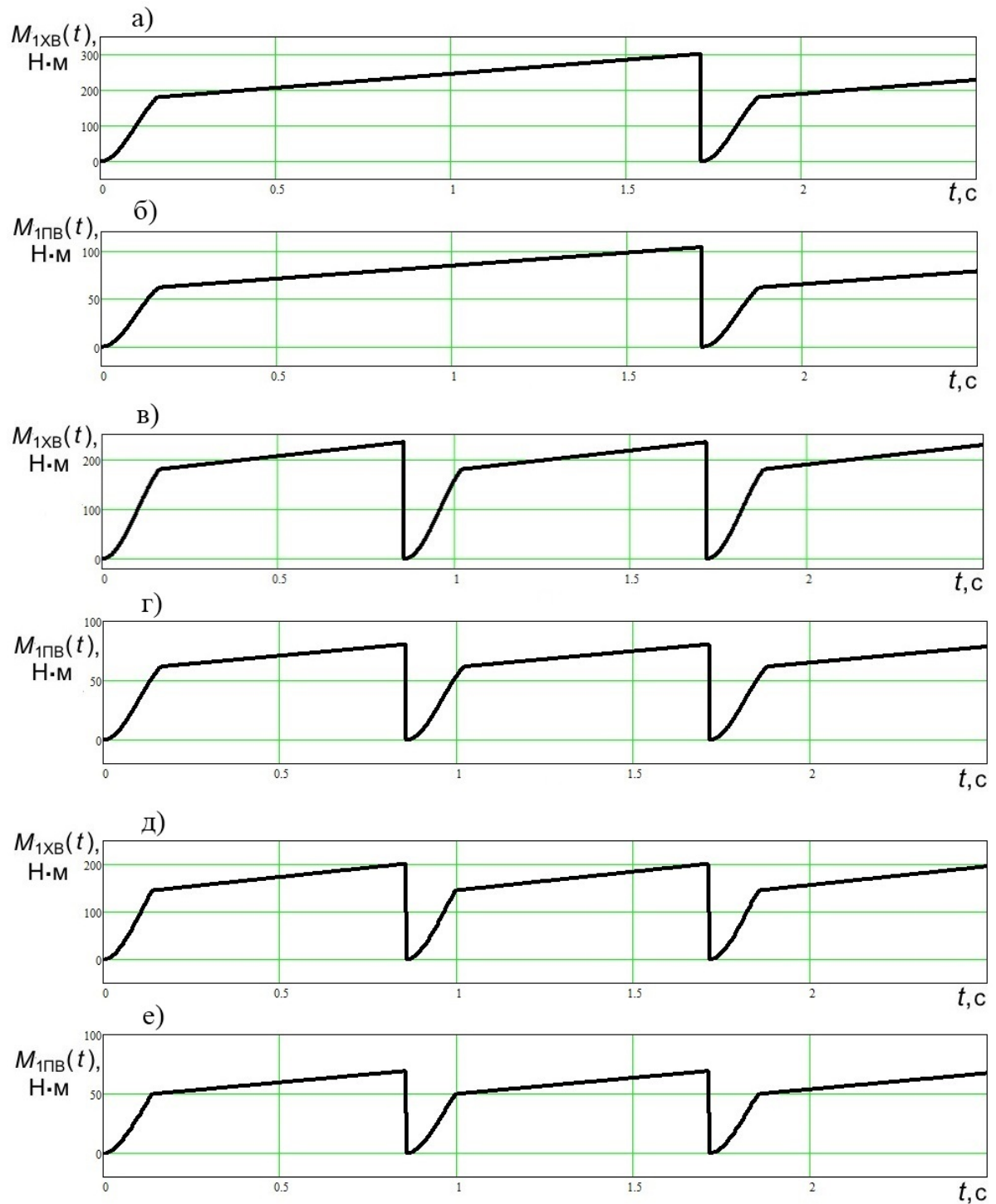


Рисунок 3.27 - Графики зависимости осевых нагрузок на ходовые винты M_{1XB} от времени работы t при превышении составляющих сил Y_{G+un} нагрузки $Q_{пр}$ нежёсткой системы привода вертикальной подачи пильной рамы для: маятниковой траектории (а, б), выпуклой траектории (в-е)

Далее в работе, на основании полученных данных экспериментов, был проведён анализ жёсткости привода вертикальной подачи пильной рамы с точки действия крутящих моментов. Наименее жёстким передаточным элементом

привода являются длинные передаточные валы. В случае низкой жёсткости передаточных элементов ПВП рабочего органа и большой нагрузке в узле приводных винта и гайки происходит скручивание передаточных элементов, а во время ослабления этой нагрузки – сброс крутящих моментов и их прорабатывание после сброса на небольшом участке. На основании анализа были получены значения минимально возможных диаметров передаточных валов, и диаметры переходные от нежёсткой к жёсткой системе передаточных звеньев. На основании математической модели действия крутящего момента на передаточных элементах $M_{зв}$ при малой жесткости и прямой нарастания крутящего момента при скручивании, была получена математическая модель действия крутящего момента на передаточных звеньях $M_{зв}$ для нежёсткой системы. Было произведено сопоставление полученной математической модели с реальными данными экспериментов.

Также был проведён сравнительный анализ действующих нагрузок в ПВП исследуемых станков с маятниковым и выпуклом характером движения рабочего органа. Проведённый анализ свидетельствует о том, что процесс распиливания, характеризуемый действием нагрузки $Q_{пр}$, происходит при выпуклой траектории, в отличие от маятниковой, за счёт сосредоточенного воздействия на постоянно перемещающейся линии прорези, что дает возможность увеличить давление на заготовку без значительных дополнительных затрат на энергоресурсы.

Для нежёсткой системы ПВП рабочего органа при выпуклом характере его движения характерен наиболее благоприятный режим работы, характеризующийся меньшей динамикой рабочего процесса и величинами крутящих моментов на передаточных звеньях привода вертикальной подачи за счёт более частых снижений значений крутящих моментов на валах.

Недостатком выпуклой траектории движения по отношению к маятниковой является бóльшие динамические нагрузки на каркас (колонны) станка.

4. АНАЛИЗ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШТРИПСОВЫХ СТАНКОВ С КРИВОЛИНЕЙНОЙ ТРАЕКТОРИЕЙ ДВИЖЕНИЯ ПИЛЬНОЙ РАМЫ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

4.1. Прочностные расчеты элементов конструкции штрипсовых станков

4.1.1 Выбор рациональных режимных параметров штрипсовых станков

Анализ режимных параметров штрипсовых станков был представлен в статье [3]. В этой статье проведено исследование возможных режимов работы в СПР и ПВП пильной рамы и определены нагрузки, характеризующие рассмотренные режимы. Проведенные исследования возникающих нагрузок позволили определить участок (зону), на котором действие этих нагрузок на ходовых винтах и гайках, можно считать эффективным (рисунки 4.1 и 4.2) на основании определенных допустимых нагрузок в узле ПВП пильной рамы. Эта зона выделена двумя линиями I – I и II – II. Линия I – I соотносится с наименьшими значениями нагрузками при которых их можно считать эффективными узле ходовых винта и гайки, в момент их с заготовкой ($F_{iXB_{\min.эфф}}$), а линия II – II – максимально допустимыми, при эффективной работе ($F_{iXB_{\max.эфф}}$). Индекс i в обозначении определяет номер исследуемого ходового винта и может ($1 \div 4$).

В случае если нагрузка меньше значения $F_{iXB_{\min.эфф}}$, то распиливание нельзя считать эффективным, так как возникают прижатие пил к заготовке будет недостаточным, что в свою очередь крайне негативно влияет на производительность. В связи с этим, целесообразно применять этот режим только при осуществлении запиливания и допиливания заготовки.

В случае если нагрузка больше значения $F_{iXB_{\max.эфф}}$, то проявляется процесс снижения устойчивости рабочего инструмента (пил), что в свою очередь ведет к увеличению количества некачественной продукции.

Значения $F_{iXB_{\max.эфф}}$ и $F_{iXB_{\min.эфф}}$ характерны для скоростей подачи рабочего инструмента, то есть для значений S_{\max} и S_{\min} . Значение скоростей

$$S_{\max} \approx (1,20 \dots 1,25)S_{\text{ном}}, \quad S_{\min} \approx (0,75 \dots 0,85)S_{\text{ном}}, \quad (4.1)$$

где $S_{\text{ном}}$ – номинальная скорость вертикальной подачи пильной рамы.

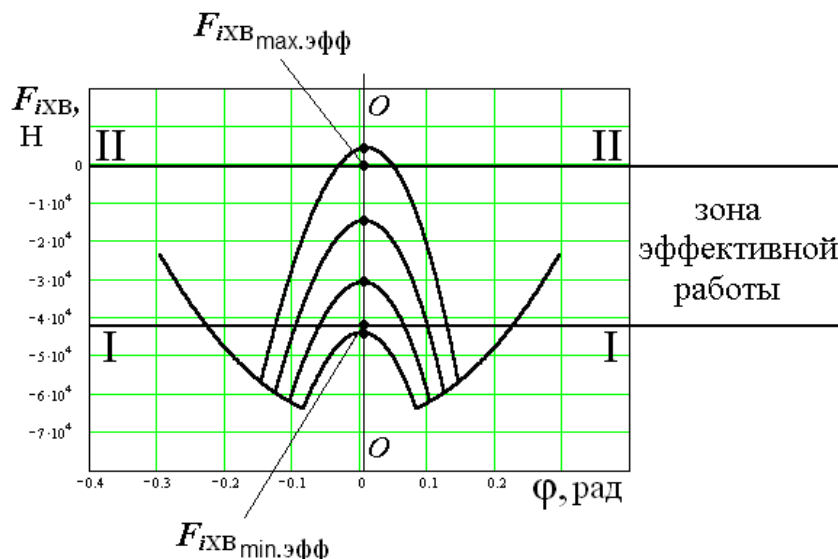


Рисунок 4.1 - Участок эффективного действия нагрузки F_{iXB} узле винта и гайки при маятниковом движении рабочего органа; ϕ – угол отклонения маятниковой подвески от вертикального положения

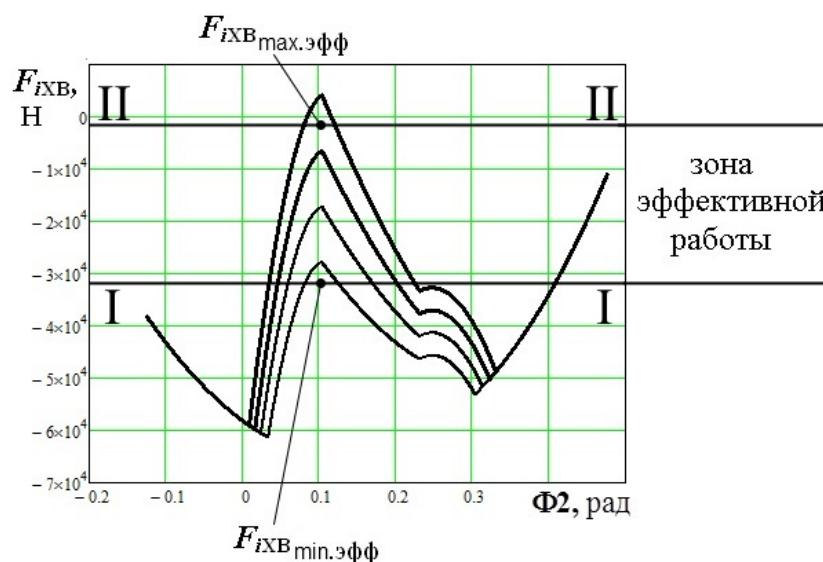


Рисунок 4.2 - Участок эффективного действия осевой нагрузки F_{iXB} в узле ходовых винта и гайки при выпуклом движения рабочего органа Φ_2 – угол отклонения маятниковой подвески от вертикального положения

По результатам анализа эксплуатационных показателей определены рациональные значения скоростей подачи рабочего инструмента с маятниковой и выпуклой траекторией его движения [2, 3]. Для современных станков скорость подачи рабочего органа при осуществлении процесса распиливания заготовки из крепкого гранита составляет $25 \div 40$ мм/ч, для менее крепких гранитов, габбро, базальтов – $40 \div 80$ мм/ч. Для низкоскоростных моделей

Установленные значения скоростей рабочей подачи, необходимо применять при использовании стандартного числа пил, рекомендованного заводом изготовителем. Высокие значения скоростей подачи целесообразны при эксплуатации станков небольших габаритов, тогда как, применение низкий скоростей целесообразно на высокогабаритных станках с большой массой.

Значения нагрузки в узле ходовых винта и гайки $F_{iXВ}$ необходимо для дальнейших прочностных расчётов элементов трансмиссии и могут выбираться на основании экспериментальных данных и расчётов, описанных в работе [1]. Результаты этих расчётов могут быть представлены в виде графиков на рисунок 4.1.

4.1.2. Анализ проведенных прочностных расчетов деталей трансмиссии

На основании полученных данных аналитических и экспериментальных исследований в работе [статья 3], производились вычисления значений показателей: прочности, износостойкости, выносливости и других показателей. Анализ этих вычислений показывает, что полученные результаты (значения величин) соответствуют необходимым значениям. Стоит отметить, что зафиксированы отказы большого числа узлов станка ранее рассчитанного срока. Данный факт связан с тем, что такие ранние поломки вызваны скачкообразными значениями динамических нагрузок, а также негативным

воздействием на рабочие элементы станка агрессивной среды, а именно абразивного износа.

4.1.3. Прочностной расчет узла ходовых винтов и гаек

При эксплуатации исследуемых станков витки резьбы винтов и гаек значительно изнашиваются. Этот износ носит абразивный характер. Дополнительным негативным факторами, значительно повышающими износ, являются значительный перепад величин нагрузок, а также прокручивание винта в гайке. Таким образом, будет наблюдаться увеличение значений напряжений τ_{cp} , из-за уменьшения площади рабочих поверхностей.

Искомое напряжение определяется по следующей зависимости:

$$\tau_{cp(изн)} = \tau_{cp(const)} \frac{S_{0(const)}}{S_{0(const)} - V_{изн(1цикл)} N} \leq [\tau]_{cp.r}, \quad (4.2)$$

где $\tau_{cp(const)}$ – напряжения среза в витках неизношенной гайки,

$$\tau_{cp(const)} = \frac{Q}{\pi d_1 s_{0(const)} \frac{Lz}{S_x}}, \text{ МПа, где } Q \text{ – нагрузка на винт, } Q = F_{ixb} \text{ (см. рис. 4.1),}$$

N ; d_1 – внутренний диаметр резьбы ходовой гайки, мм; L – длина ходовой гайки, мм; z – число заходов винта и гайки; S_x – ход винта, мм; $s_{0(const)}$ – высота срезаемого сечения витка резьбы неизношенной гайки, мм;

$$V_{изн(1цикл)} – \text{скорость изнашивания за 1 цикл нагружения, } V_{изн(1цикл)} = \frac{S_{0(const)}}{t_{изн} N_{хвг.1год}},$$

мм/цикл, где $t_{изн}$ – продолжительность изнашивания витка гайки (для исследуемых станков при $s_0 \approx 6...12$ мм $t_{изн}$ колеблется от 0,5 до 6 лет); $N_{хвг.1год}$ – общее количество циклов воздействия на витки винта и гайки за календарный год; N – число циклов воздействия, $[\tau]_{cp.r}$ – допускаемое усталостное напряжение среза витков гайки [4]

$$[\tau]_{cp.r} = \frac{\sigma_r \varepsilon_s \varepsilon_\beta \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_{эКВ}}} \varepsilon_t}{(1,7...2,2)[n]k_{r\sigma}}, \text{ МПа,} \quad (4.3)$$

где σ_r – предел выносливости материала гайки, МПа; ε_s – масштабный фактор; ε_b – коэффициент, характеризующий целостность поверхностей; N_0 – базовое число циклов воздействия на материал; $N_{\text{экв}}$ – эквивалентное число циклов различных воздействий.

С использованием выражений (4.2) и (4.3) определена зависимость возникающих срезовых воздействий в витках гайки $\tau_{\text{ср(изн)}}$ (рисунок 4.3, кривая 1). Кривая 2 на рисунке 4.3 характеризует допустимые напряжения усталости до среза $[\tau]_{\text{ср.р.}}$ от количества воздействий N , кривая 3 – максимально разрешенные напряжения усталости до среза в гайке $[\tau]$, равное 36 МПа.

Графики, расположенные на рисунке 4.3 говорят о том, что поломка гайки из-за увеличения значений напряжений, то есть упругопластического деформирования возникает при $N_{\text{разр}} = (3,9 \dots 5,2) \cdot 10^7$ циклов (кривая 1). Значение числа нагружений до начальной стадии деформационного разрушения $N_{\text{нач.разр}}$ (точка С на рисунке 4.3) переведем во время работы ходовой гайки

$$t_{\text{нач.разр}} = N_{\text{нач.разр}} / N_{\text{хг.1год}}, \text{ лет}, \quad (4.4)$$

где $N_{\text{хг.1год}}$ – общее количество воздействий на витки резьбы гайки за 1 год. В результате расчетов в работе [5] $N_{\text{хг.1год}} = 3,7 \cdot 10^7$ циклов. Тогда

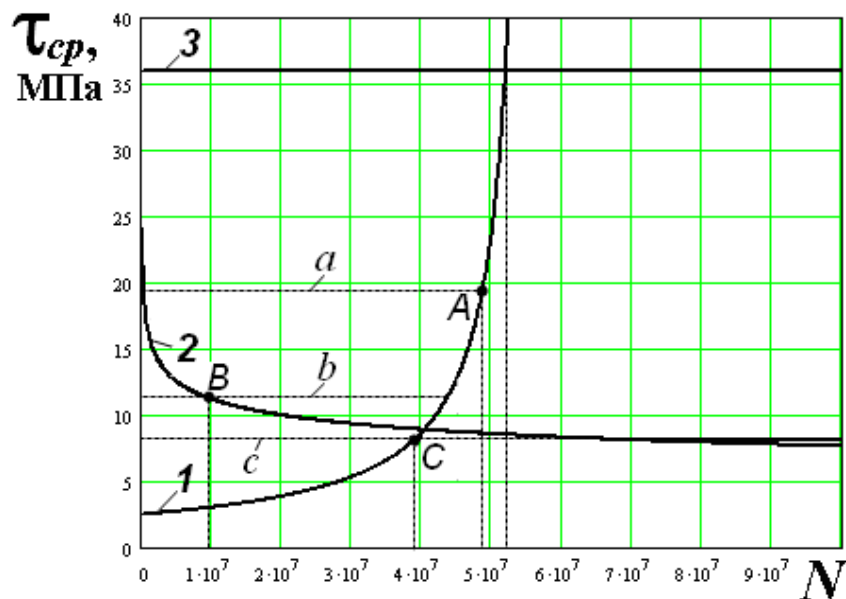


Рисунок 4.3 - Зависимость напряжений среза в витках гайки от количества циклических нагружений: 1 – увеличение напряжения при абразивном износе; 2 – кривая усталости (Велера); 3 – предельно допускаемые напряжения)

$$t_{\text{нач.разр}} = 3,9 \cdot 10^7 / 3,7 \cdot 10^7 = 1,05 \text{ года},$$

Определение показателя $t_{\text{нач.разр}}$, позволяет устанавливать сроки тщательного контроля за состоянием исследуемых элементов, так как по прошествии этого времени значительно возрастает риск их поломки.

4.1.4. Установление продолжительности работы до наиболее вероятной поломки гайки

Установим продолжительность работы до наиболее вероятной поломки гайки $t_{\text{вер.разр}}$.

Линия 1 (см. рисунок 4.3) указывает на момент значительного повреждения гайки. Этот момент наступает в точке A . Точка B характеризует среднее значение $N_{\text{экв.ср}}$ от $N_{\text{экв.ср}}([\tau]_{\text{ср.}r})$, которое определяется из зависимости (4.5). Точка C расположена на линии 1 и равняется значению τ_r (горизонтальная линия c). Число циклов, после которого резко возрастает вероятность разрушения гайки $N_{\text{вер.разр}}$ рассчитывается, как среднее значение зависимости вариации $N_{\text{экв}}$ от $[\tau]_{\text{ср.}r}$ на участке от линии a , до c . Тогда зависимость (4.3) для примет вид:

$$[\tau]_{\text{ср.}r} = \tau_r \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_{\text{экв}}}},$$

тогда

$$N_{\text{экв}} = \left(\frac{\tau_r}{[\tau]_{\text{ср.}r}} \right)^m N_0.$$

Среднее значение $N_{\text{экв.ср}}$ (точка B) определим по формуле:

$$N_{\text{экв.ср}} = \frac{\int_{\tau_c}^{\tau_a} \left[\left(\frac{\tau_r}{[\tau]_{\text{ср.}r}} \right)^m N_0 \right] d[\tau]_{\text{ср.}r}}{\tau_a - \tau_c}, \quad (4.5)$$

где τ_a и τ_c – напряжения при срезе на витках гайки, которое соответствует линиям a и c . Значения в формуле (4.5) τ_c и τ_r равны между собой. После интегрирования зависимости (4.5), выражение будет иметь вид

$$N_{\text{экв.ср}} = \frac{[\tau_a^{1-m} - \tau_r^{1-m}] \tau_r^m N_0}{(1-m)(\tau_a - \tau_r)} \quad (4.6)$$

Вместо значения τ_a поставим выражение, определённое в формуле (4.2). В этом случае получается зависимость числа циклических нагружений до поломки на участке, характеризующем малоцикловую усталость $N_{\text{экв.ср}}$.

Количество циклов нагружений гайки $N_{\text{мц}}$, определим по следующей зависимости

$$N_{\text{мц}} = N - N_{\text{ср.р.}} \quad (4.7)$$

где $N_{\text{ср.р.}}$ – количество циклов нагружений при достижении напряжения среза $\tau_{\text{ср}}$ значения τ_r в точке C . На рисунке 4.3 это значение $N_{\text{ср.р.}} \approx 3,9 \cdot 10^7$ циклов.

Зависимости (4.5), (4.6) и (4.7) необходимы для определения среднего числа циклов до разрушения витков гайки в зоне малоциклового усталости $N_{\text{экв.ср}}$ от числа циклов нагружений ходовой гайки в зоне малоциклового усталости при абразивном износе витков $N_{\text{мц}}$. Эта зависимость представлена на рисунке 4.4. Из условия $N_{\text{экв.ср}} = N_{\text{мц}}$ находится значение числа циклов нагружений до разрушения в зоне малоциклового усталости $N_{\text{мц.разр}}$. На рисунке 4.4 $N_{\text{мц.разр}} \approx 1,0 \cdot 10^7$ циклов. Общее количество циклов до вероятного разрушения при абразивном износе витков ходовой гайки определяется по формуле:

$$N_{\text{вер.разр}} = N_{\text{мц.разр}} + N_{\text{ср.р.}} \quad (4.8)$$

На рисунке 4.4. это значение составляет $N_{\text{вер.разр}} \approx 4,9 \cdot 10^7$ циклов. Этому значению будет соответствовать значение напряжения $\tau_{\text{ср}} = 19,3$ МПа.

Количество циклов нагружения до вероятного разрушения $N_{\text{вер.разр}}$ переведём во время работы ходовой гайки

$$t_{\text{вер.разр}} = N_{\text{вер.разр}} / N_{\text{хг.1год}} = 4,9 \cdot 10^7 / 3,7 \cdot 10^7 = 1,32 \text{ года.} \quad (4.9)$$

На основании полученного значения $t_{\text{вер.разр}}$ определяется время замены ходовой гайки

$$t_{\text{зам}} = t_{\text{вер.разр}} - t_{\text{р}}, \quad (4.10)$$

где t_p – резервное время, назначаемое в соответствии с графиками плановых замен деталей.

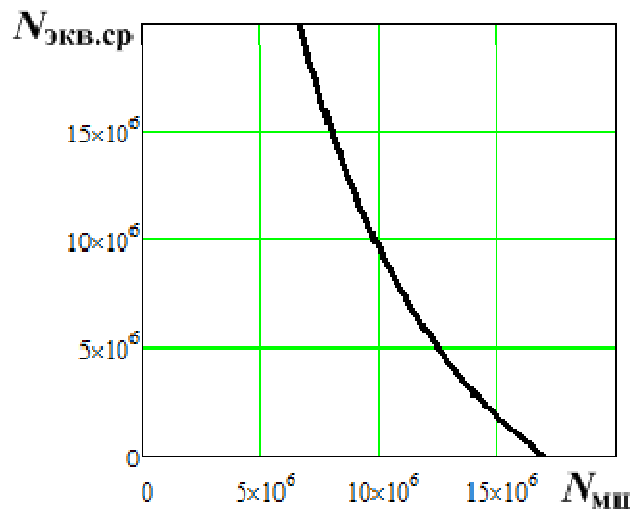


Рисунок 4.4 - График зависимости среднего количества циклов до разрушения витков ходовой гайки в зоне малоциклового усталости $N_{\text{экв.ср}}$ от числа циклов нагружений ходовой гайки в зоне малоциклового усталости при абразивном износе витков $N_{\text{мц}}$

4.1.5. Повышение долговечности ходовых винтов и ходовых гаек

Как уже отмечено, процесс разрушения витков произойдёт в диапазоне значений $N_{\text{разр}} = (3,9 \dots 5,2) \cdot 10^7$ циклов. Отказ детали будет внезапным вследствие среза витков резьбы гайки из-за их абразивного износа под действием сил тяжести и инерционных нагрузок системы пильной рамы во время работы станка. Анализ действия этих нагрузок подробно описан в работе [1]. Поломка ходовой гайки повлечёт за собой поломку других деталей. Для предотвращения этого процесса целесообразно в конструкцию узла включить предохранительную гайку с датчиком, фиксирующим отказ детали, и систему автоматического отключения рабочего процесса.

Одним из основных способов увеличения долговечности ходовых винтов и ходовых гаек привода рабочей подачи пильной рамы является повышение износостойкости этих элементов за счёт увеличения площади рабочей поверхности. При этом снижаются контактные напряжения. Площадь рабочей поверхности можно увеличить двумя способами:

- 1) увеличением диаметра ходового винта и ходовой гайки (d);

2) увеличением шага ходового винта и ходовой гайки (s).

Зависимость площади рабочей поверхности ходового винта и ходовой гайки F от диаметра для всех витков выразится следующей формулой:

$$F_{\Sigma}(d) = \frac{\pi}{4} s(2d - s) \frac{L}{s}, \text{ мм}^2. \quad (4.11)$$

График этой зависимости представлен на рисунке 4.5, а. Зависимость площади рабочей поверхности ходового винта и ходовой гайки F от шага s выразится аналогичной формулой, за исключением того, что переменной величиной станет s . При этом внутренний диаметр d_1 должен быть неизменным. Поэтому в формуле для определения зависимости $F_{\Sigma}(s)$ необходимо поменять постоянную величину наружного (номинального) диаметра d на величину внутреннего d_1 , в соответствии с формулой для трапецеидальной резьбы:

$$d_1 = d - s, \text{ мм}. \quad (4.12)$$

График зависимости $F_{\Sigma}(s)$ для всех витков гайки представлен на рисунке 4.5, б.

Анализ графиков на рисунке 4.5 показывает, что шаг s и диаметр d пары «ходовой винт – ходовая гайка» можно увеличивать максимально, но в соответствии с габаритными размерами корпуса (колонн) станка и экономии материала ходового винта и ходовой гайки.

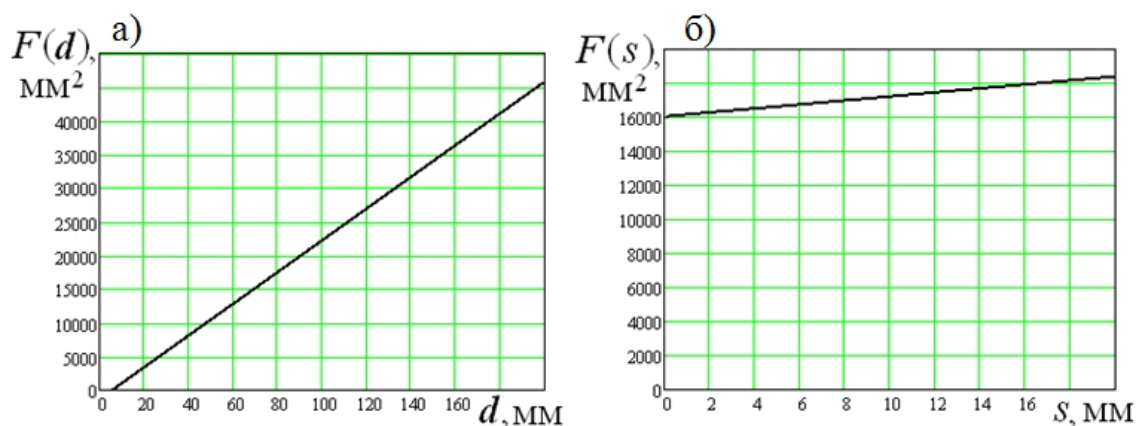


Рисунок 4.5 - Графики зависимостей площади рабочей поверхности ходового винта и ходовой гайки F : а – от диаметра d ; б – от шага s

4.2. Динамический и прочностной анализ перспективных моделей штрипсовых камнераспиловочных станков

К современным моделям этих станков предъявляются высокие требования по производительности и надёжности. Одним из основных способов повышения производительности штрипсовых станков является увеличение поперечной длины рабочей части пильной рамы. При этом конструкция пильной рамы утяжеляется, что приводит к понижению надёжности станка. Одним из самых низко надёжных узлов станка является сама пильная рама и привод её вертикальной подачи. Эта система характеризуется частыми поломками следующих деталей: ходовых винтов и ходовых гаек, зубчатых колёс, подшипников, шлицев и шпонок. Эти детали работают в тяжёлой высокоабразивной среде с высокими знакопеременными нагрузками. На техническое обслуживание и ремонт этих систем камнеобрабатывающие предприятия выделяют большие финансовые средства.

Для того чтобы повысить производительность станков за счёт увеличения длины пильной рамы, не понизив их надёжность, необходимо провести прочностной анализ основных деталей привода вертикальной подачи пильной рамы.

4.2.1. Анализ нагрузок в системе «пильная рама» и приводе вертикальной подачи

Анализ необходим для проведения прочностных расчётов ответственных деталей станка.

Вначале расчёта необходимо определить зависимость изменения массы пильной рамы от её поперечной длины по формуле:

$$M_{\text{ПР}}(L_{\text{ПР}}) = 2 \cdot M_{\text{ПОП.БАЛОК}}(L_{\text{ПР}}) + 2 \cdot M_{\text{ПРОД.БАЛОК}} + M_{\text{ПИЛЫ}} \cdot N_{\text{ПИЛ}}(L_{\text{ПР}}), \text{ кг},$$

где $L_{\text{ПР}}$ – поперечная длина пильной рамы, м; $M_{\text{ПОП.БАЛОК}}$, $M_{\text{ПРОД.БАЛОК}}$ – соответственно, масса поперечной и продольной балки пильной рамы, кг; $M_{\text{ПИЛЫ}}$ – масса одной пилы, кг; $N_{\text{ПИЛ}}$ – количество пил в раме. Значения $M_{\text{ПОП.БАЛОК}}$ и $N_{\text{ПИЛ}}$ зависят линейно от значения $L_{\text{ПР}}$. График $M_{\text{ПР}}(L_{\text{ПР}})$ представлен на рисунке 4.6.

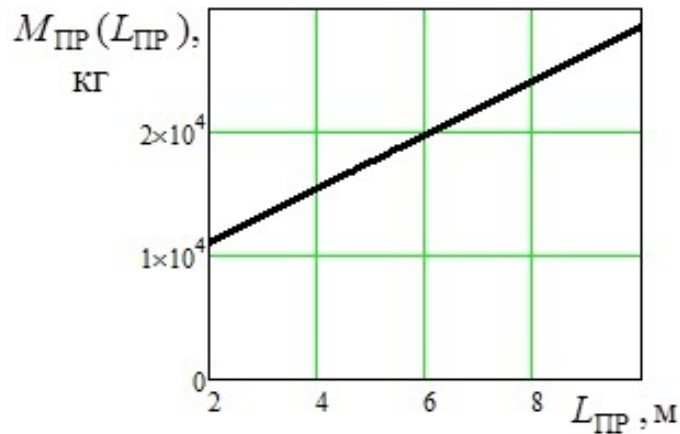


Рисунок 4.6 - График зависимости изменения массы пильной рамы $M_{\text{ПР}}$ от её поперечной длины $L_{\text{ПР}}$

Ключевым звеном для определения нагрузок в приводе вертикальной подачи пильной рамы являются ходовые винты и гайки. Нагрузка на ходовые винты определяется исходя из формулы:

$$F_{iXB} = Q - Y_{O_{iXB}}, \text{ Н}, \quad (4.13)$$

где Q – нагрузка, действующая со стороны блока на пильную раму и приведённая к ходовому винту, Н; $Y_{O_{iXB}}$ – суммарная сила тяжести и инерции, действующая на ходовой винт.

Определив нагрузку F_{iXB} на ходовой винт, можно, исходя из этого, определить момент на ходовом винте M_{iXB} по формуле

$$M_{iXB} = \frac{F_{iXB} \cdot S_X}{2\pi \cdot \eta_{\text{ВП}}}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (4.14)$$

где S_X – ход винта, то есть расстояние между соседними витками одной и той же винтовой линии, измеренной по образующей цилиндра, м; $S_X = SZ$, где S – шаг винта, м; Z – число заходов винта; $\eta_{\text{ВП}}$ – к.п.д. винтовой пары.

Графики изменения осевой нагрузки на ходовой винт и ходовую гайку вертикальной подачи пильной рамы F_{XB} во времени t для наиболее нагруженных режимов работы штрипсового станка представлены на рисунках 4.7 и 4.8.

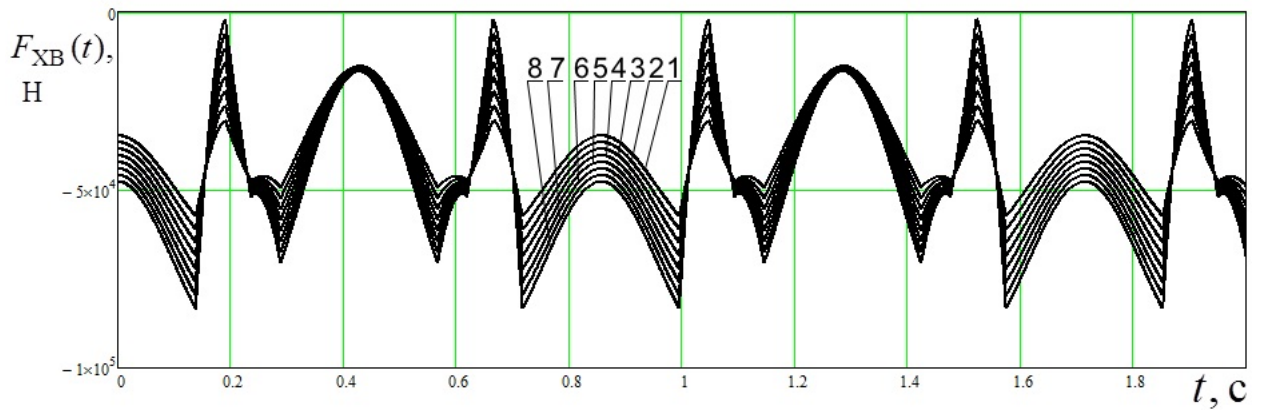


Рисунок 4.7 - График изменения осевой нагрузки на ходовом винте и ходовой гайке вертикальной подачи пильной рамы F_{XB} во времени t при сбросе нагрузки в фазе контакта пил с блоком и при сбросе нагрузки в мёртвых точках хода пильной рамы (минимальном действии инерционных сил на систему «пильная рама») (графикам 1;2;3;4;5;6;7;8 соответствуют значения поперечной длины $L_{ПР} = 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5$ м

Графики на рисунке 4.7 показывают, что максимальная и минимальная нагрузки имеют отрицательные значения со значением асимметрией цикла приблизительно находящемся в диапазоне $0 < r < 0,6$. Значение максимальной отрицательной нагрузки составляет $F_{XB,MAX} = -5,73 \cdot 10^4; -6,10 \cdot 10^4; -6,47 \cdot 10^4; -6,85 \cdot 10^4; -7,22 \cdot 10^4; -7,59 \cdot 10^4; -7,96 \cdot 10^4; -8,33 \cdot 10^4$ Н соответственно для графиков 1;2;3;4;5;6;7;8 в момент времени $t = 0,139$ с.

Большое значение на эффективность и надёжность работы станка имеют значения минимальная осевой нагрузки на ходовой винт и ходовую гайку $F_{XB,MIN}$. Неприемлемо допускать режим работы станка, когда значение $F_{XB,MIN}$ превышает нулевую отметку. При этом происходит негативный ударный процесс, сопровождающий резкой сменой рабочих поверхностей витков винта и гайки, что резко снижает их надёжность. Особенно негативен этот процесс в случае изношенности описываемых деталей, т.е. при наличии люфта. Графики на рисунке 4.7 показывают, что наиболее близко подходит к нулевой отметке режим, обозначенный цифрой 8. Данный факт означает, что максимальная поперечная длина пильной рамы для исследуемой модели станка может составлять $L_{ПР} = 5,5$ м.

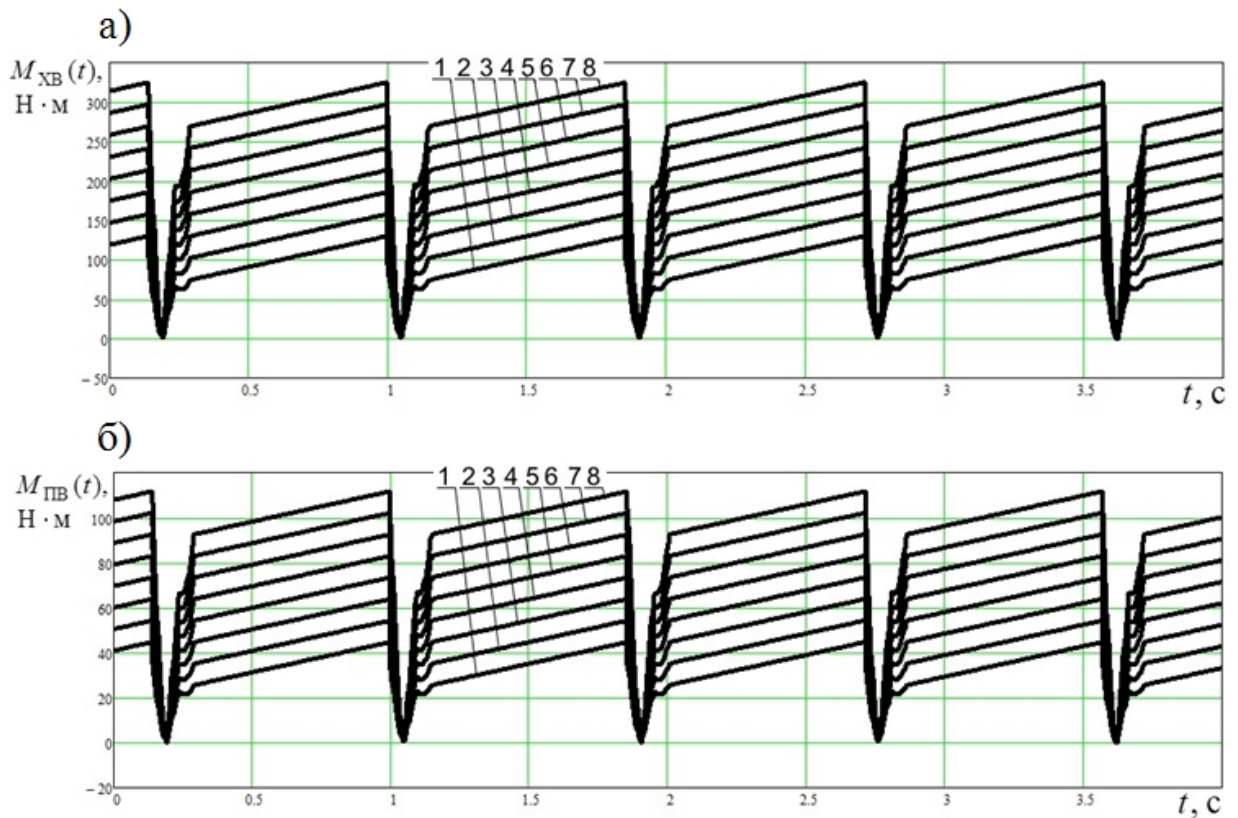


Рисунок 4.8 - Графики изменения крутящего момента на ходовом винте и ходовой гайке вертикальной подачи пильной рамы M_{XB} (а) и передаточном валу $M_{ПВ}$ (б) во времени t при сбросе нагрузки в фазе контакта пил с блоком (графикам 1;2;3;4;5;6;7;8 соответствуют значения поперечной длины $L_{ПР} = 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5$ м

Графики изменения крутящего момента на ходовом винте и ходовой гайке вертикальной подачи пильной рамы M_{XB} и передаточном валу $M_{ПВ}$ во времени t для наиболее нагруженных режимов работы штрипсового станка представлены на рисунке 4.8 а, б и на рисунке 4.9 а, б.

Анализ графиков на рисунке 4.8 а, б и на рисунке 4.9 а, б показывает, что характер рабочих нагрузок носит отнулевой характер, т.е. значения $M_{XB.MIN} = 0$ Н·м; $M_{ПВ.MIN} = 0$ Н·м;

Значения максимального крутящего момента на ходовом винте на рисунке 4.8 а, б составляет $M_{XB.MAX} = 129,6; 157,5; 185,3; 213,1; 241,0; 268,8; 296,6; 324,5$ Н·м соответственно для графиков 1; 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8 в момент времени $t = 0,139$ с.

Значения максимального крутящего момента на ходовом винте на рисунке 4.9 а, б составляет $M_{ХВ.МАХ} = 190,1; 201,3; 212,4; 223,5; 234,6; 245,7; 256,8; 268,0$ Н·м соответственно для графиков 1; 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8 в момент времени $t = 0,429$ с.

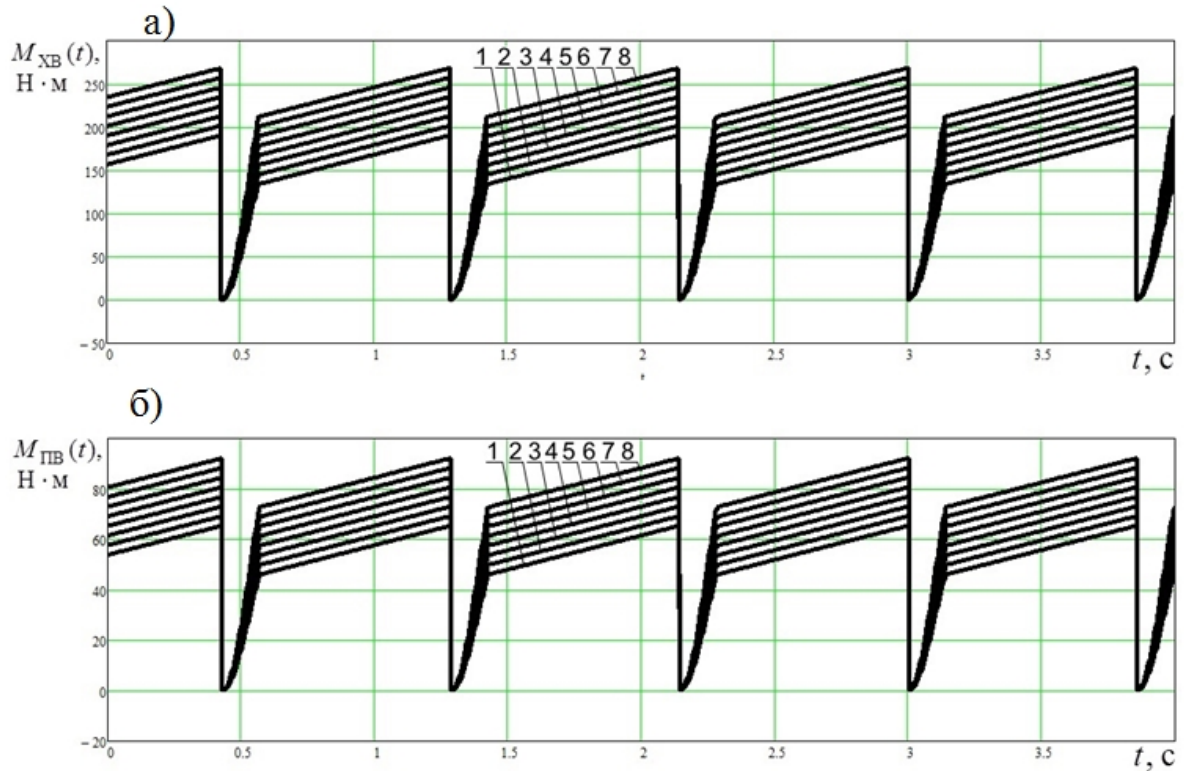


Рисунок 4.9 - Графики изменения крутящего момента на ходовом винте и ходовой гайке вертикальной подачи пильной рамы $M_{ХВ}$ (а) и передаточном валу $M_{ПВ}$ (б) во времени t при сбросе нагрузки в мёртвых точках хода пильной рамы (минимальном действии инерционных сил на систему «пильная рама») (графикам 1;2;3;4;5;6;7;8 соответствуют значения поперечной длины $L_{ПР} = 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5$ м

На основании полученных данных строим графики зависимости максимальных осевых нагрузок $F_{ХВ.МАХ}$ и максимальных крутящих моментов $M_{ХВ.МАХ}$ от поперечной длины пильной рамы $L_{ПР}$ (рисунки 4.10 – 4.13). Графики имеют линейный характер.

Полученные значения максимальных осевых нагрузок $F_{ХВ}$ необходимы для прочностных расчётов на смятие и срез рабочих витков ходового винта и ходовой гайки, а значения максимального крутящего момента $M_{ХВ}$ – для прочностных расчётов передаточных звеньев (элементов) вертикальной подачи

пильной рамы: зубчатых колёс, передаточных валов, подшипников, шлицевых и шпоночных соединений и т.д.

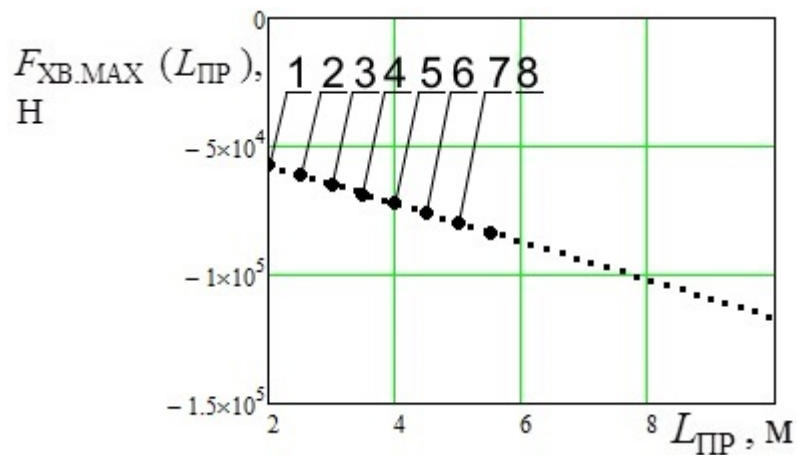


Рисунок 4.10 - График зависимости изменения максимальной осевой нагрузки $F_{XB.MAX}$ от поперечной длины $L_{ПР}$ пильной рамы при сбросе нагрузки в фазе контакта пил с блоком

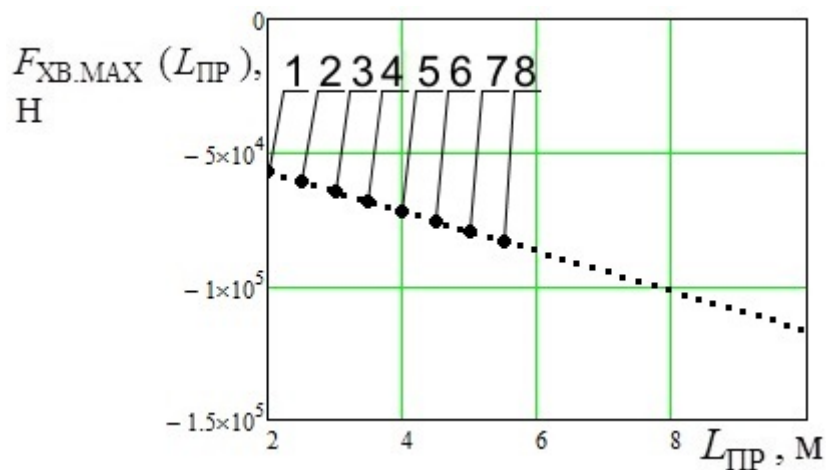


Рисунок 4.11 - График зависимости изменения максимальной осевой нагрузки $F_{XB.MAX}$ от поперечной длины $L_{ПР}$ пильной рамы при сбросе нагрузки в мёртвых точках хода пильной рамы (минимальном действии инерционных сил на систему «пильная рама»)

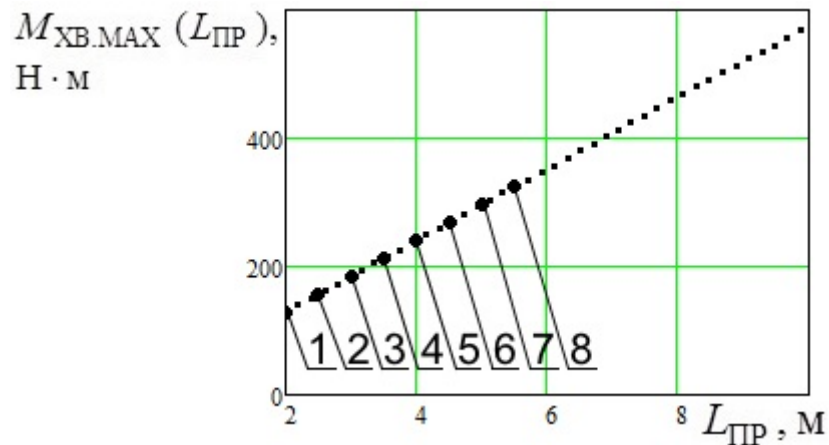


Рисунок 4.12 - График зависимости изменения максимальной крутящего момента $M_{XB.MAX}$ от поперечной длины $L_{ПР}$ пильной рамы при сбросе нагрузки в фазе контакта пил с блоком

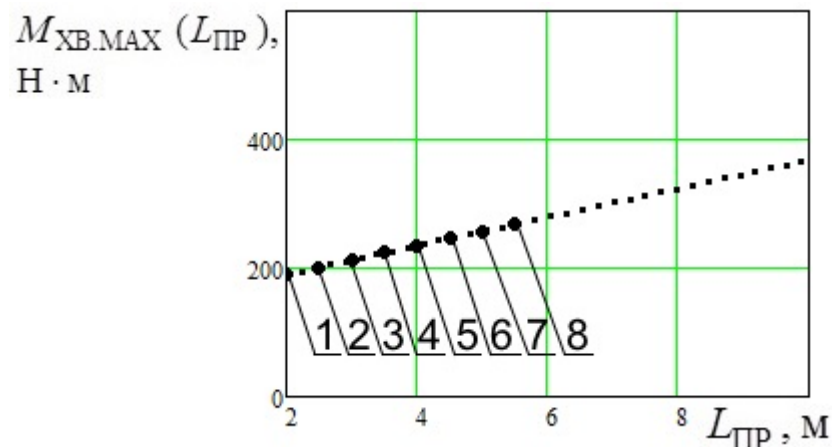


Рисунок 4.13 - График зависимости изменения максимального крутящего момента $M_{XB.MAX}$ от поперечной длины $L_{ПР}$ пильной рамы при сбросе нагрузки в мёртвых точках хода пильной рамы (минимальном действии инерционных сил на систему «пильная рама»)

4.2.2. Прочностной анализ ходовых винтов и ходовых гаек привода вертикальной подачи пильной рамы

Прочностной анализ резьбы винтов и гаек были впервые проведены Н.Е. Жуковским и затем Мадушкой в работе [3, 4]. Этот анализ показал, что осевая нагрузка в паре «винт-гайка» в наибольшей степени распределяется на первый виток, ближайший к опорной поверхности, $F_{1В.ХВ} \approx 0,34 F_{ХВ}$. В рамках работы

[2] был проделан прочностной анализ на срез и смятие первых витков ходовых винтов и гаек штрипсовых станков (материал ходового винта – сталь 45, ходовой гайки – алюминиево-железистая бронза Бр.АЖ 9–4). Этот анализ показал, что условие прочности по критерию допускаемых максимальных напряжений по пределу текучести выполняется для всех расчётов. Расчёты по критерию допускаемых напряжений по пределу выносливости показали, что условие прочности на срез и на смятие первого витка ходовой гайки не выполняется. В этом случае происходит пластическая деформация первого витка ходовой гайки в большей степени, и второго, третьего и т.д. в меньшей степени. Деформация происходит в допустимых пределах без разрушения детали, вследствие чего происходит перераспределение нагрузки между витками, происходит её выравнивание (приработка). В данном случае необходимо произвести расчёт на выносливость по напряжениям, равномерно распределённым на все витки.

Напряжения среза во всех витках рассчитывается по формуле:

для ходового винта

$$\tau_{\text{ср.}\Sigma(\text{ХВ})} = \frac{|F_{\text{ХВ}}|}{\pi d_1 \xi L_{\text{ХГ}}} \leq [\tau]_{\text{ср.}r}, \text{ МПа}, \quad (4.15)$$

для ходовой гайки

$$\tau_{\text{ср.}\Sigma(\text{ХГ})} \frac{|F_{\text{ХВ}}|}{\pi d \xi L_{\text{ХГ}}} \leq [\tau]_{\text{ср.}r}, \text{ МПа}. \quad (4.16)$$

Напряжение при смятии всех витков рассчитывается по формуле:

$$\sigma_{\text{см.}\Sigma} = \frac{|F_{\text{ХВ}}|}{\pi d_2 \zeta L_{\text{ХГ}}} \leq [\sigma]_{\text{см.}r}, \text{ МПа}. \quad (4.17)$$

В формулах (4.15)-(4.17) d_1 , d_2 , d – соответственно, внутренний, средний и внешний диаметр резьбы по отношению к винту, мм (рисунок 4.14), $d_1 = d - S$; $s_0 = \xi S$ – высота срезаемого сечения витка резьбы, мм; для стандартных трапецеидальных $\xi = 0,65$, S – шаг резьбы, мм; $d_2 = d - 0,5S$; $h = \zeta S$ – рабочая высота профиля, мм. Для стандартных трапецеидальных резьб $\zeta = 0,5$; $L_{\text{ХВ}}$ – длина ходовой гайки, мм.

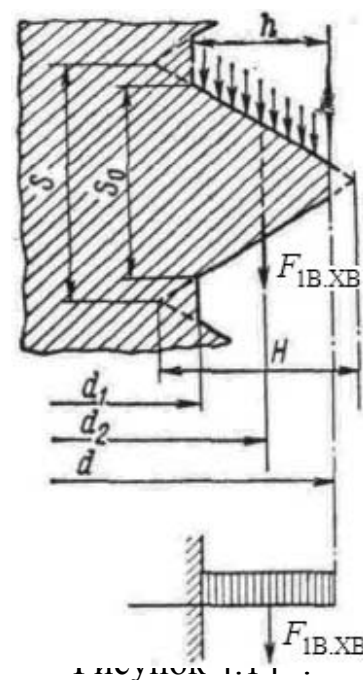
В формулах (4.15) и (4.16) $[\tau]_{\text{ср.}r}$ – допускаемое напряжение при срезе витков, МПа.

$$[\tau]_{\text{ср.}r} = \frac{\sigma_r \cdot \varepsilon_S \cdot \varepsilon_\beta \cdot \varepsilon_N \cdot \varepsilon_t}{(1,7 \div 2,2) \cdot [n] \cdot k_{r\sigma}}, \text{ МПа.} \quad (4.18)$$

В формуле (4.17) $[\sigma]_{\text{см.}r}$ – допускаемое напряжение при смятии витков, МПа.

$$[\sigma]_{\text{см.}r} = \frac{(0,22 \div 0,26) \cdot \sigma_r \cdot \varepsilon_S \cdot \varepsilon_\beta \cdot \varepsilon_N \cdot \varepsilon_t}{[n] \cdot k_{r\sigma}}, \text{ МПа.} \quad (4.19)$$

В формулах (4.18) и (4.19) σ_r – предел выносливости, МПа; ε_S – масштабный фактор; ε_β – коэффициент, учитывающий состояние поверхности, её повреждение или упрочнение; ε_N – коэффициент долговечности; ε_t – коэффициент, учитывающий влияние рабочей температуры; $[n]$ – допустимый запас прочности материала по пределу текучести или выносливости; $k_{r\sigma}$ – эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений при циклически изменяющейся нагрузке.



Расчётная схема
резьбы

На основании полученных результатов исследований нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсовых станков итальянского производства Masterbreton фирмы Breton на Московском камнеобрабатывающем комбинате в г.Долгопрудном и аналитических расчётов были выполнены расчёты на срез и смятие всех витков ходовых гаек по формулам (4.16) и (4.17). Результаты расчётов показали, что наименьший запас прочности возникает при действии напряжений смятия во всех витках гайки, поэтому дальнейшие прочностные расчёты целесообразно свести к анализу формулы (4.17). Он проводится по принципу равной прочности для всех рассматриваемых вариантов повышения прочности ходовых гаек.

Первый вариант увеличения прочности ходовых винтов и ходовых гаек заключается в увеличении среднего диаметра ходовой гайки d_2 без увеличения

размеров рабочих витков (шаг S и высота профиля h). Исходя из левой части формулы (4.17) и графиков на рисунках 4.10 и 4.11 определим зависимость увеличения диаметра ходовой гайки от увеличения поперечной длины пильной рамы

$$d_2(L_{\text{ПР}}) = \frac{|F_{\text{ХВ}}(L_{\text{ПР}})|}{\pi \sigma_{\text{см.}\Sigma} \zeta L_{\text{ХГ}}}, \text{ мм.} \quad (4.20)$$

В формуле (4.20) вместо постоянных величин d_2 и $F_{\text{ХВ}}$ введены, соответственно, переменные $d_2(L_{\text{ПР}})$ и $F_{\text{ХВ}}(L_{\text{ПР}})$. График зависимости (4.20) представлен на рисунке 4.15.

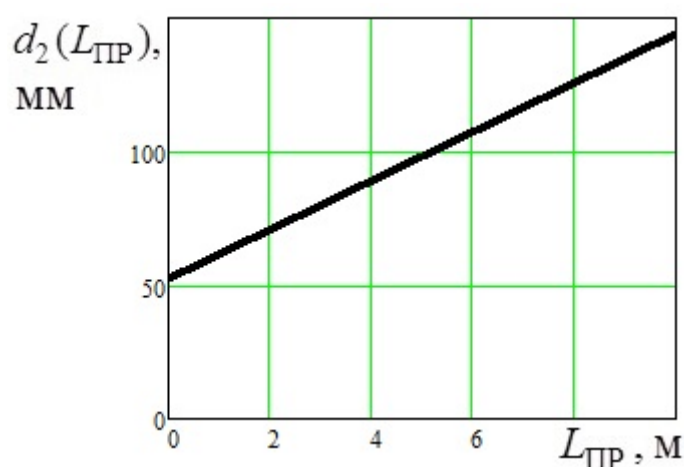


Рисунок 4.15 - График зависимости изменения среднего диаметра ходовой гайки вертикальной подачи d_2 от поперечной длины пильной рамы $L_{\text{ПР}}$

Он свидетельствует о том, что с увеличением поперечной длины пильной рамы необходимо в соответствии с линейной зависимостью увеличивать диаметр ходового винта и ходовых гаек при условии того, что размеры рабочих витков (шаг S и высота профиля h) не изменяются. Прочность витков резьбы повышается за счёт увеличения общей длины её винтовой линии.

Второй вариант увеличения прочности ходовых винтов и ходовых гаек заключается в пропорциональном увеличении среднего диаметра ходовой гайки d_2 и размеров рабочих витков (шаг S и высота профиля h). Увеличение размеров витков выразим через увеличение шага S . В формуле (4.17) шаг S для всех витков выражается через величину длины ходовой гайки $L_{\text{ХВ}}$. Коэффициент пропорции длины ходовой гайки к её среднему диаметру

определим через отношение: $k_{ld2} = \frac{L_{ХГ}}{d_2}$. Здесь значения $L_{ХГ}$ и d_2 берутся с базовой (эталонной) новой модели станка, эти величины постоянные в данном соотношении ($L_{ХГ} = \text{const}$ и $d_2 = \text{const}$). Соответственно $L_{ХГ} = k_{ld2} \cdot d_2$. Подставив значение $L_{ХГ}$ в формулу (4.17) из части равенства, получим

$$\sigma_{\text{см.}\Sigma} = \frac{|F_{ХВ}|}{\pi \zeta k_{ld2} d_2^2}, \text{ МПа.} \quad (4.21)$$

Зависимость увеличения диаметра ходовой гайки с пропорциональным увеличением размеров витков от увеличения поперечной длины пильной рамы в соответствии с формулой (4.21) будет выглядеть следующим образом:

$$d_{2h}(L_{\text{ПР}}) = \pm \sqrt{\frac{|F_{ХВ}(L_{\text{ПР}})|}{\pi \sigma_{\text{см.}\Sigma} \zeta k_{ld2}}}, \text{ мм.} \quad (4.22)$$

В формуле (4.22) вместо постоянных величин d_{2h} и $F_{ХВ}$ введены, соответственно, переменные $d_{2h}(L_{\text{ПР}})$ и $F_{ХВ}(L_{\text{ПР}})$. Отрицательные значения диаметра не соответствуют проводимому анализу, выбираем только положительные. График зависимости (4.22) представлен на рисунок 4.16. Он имеет параболический характер.

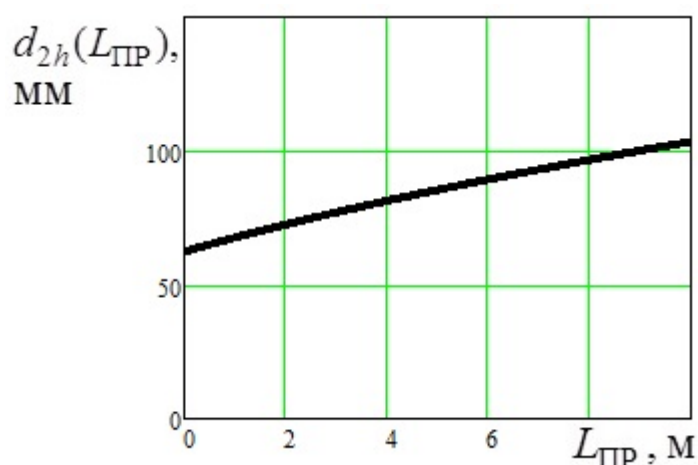


Рисунок 4.16 - График зависимости изменения среднего диаметра ходовой гайки вертикальной подачи d_{2h} с пропорциональным изменением размеров витков от поперечной длины пильной рамы $L_{\text{ПР}}$

Третий вариант увеличения прочности ходовых винтов и ходовых гаек заключается в увеличении длины ходовой гайки $L_{ХГ}$ без увеличения их диаметра и размеров рабочих витков. Определим $L_{ХГ}$ из формулы (4.17) из части равенства

$$L_{ХГ}(L_{ПР}) = \frac{|F_{ХВ}(L_{ПР})|}{\pi \sigma_{см.Σ} d_2 \zeta}, \text{ мм.} \quad (4.23)$$

В формуле (4.23) вместо постоянных величин $L_{ХГ}$ и $F_{ХВ}$ введены, соответственно, переменные $L_{ХГ}(L_{ПР})$ и $F_{ХВ}(L_{ПР})$. График зависимости (4.23) представлен на рисунке 4.17. Он имеет линейный характер.

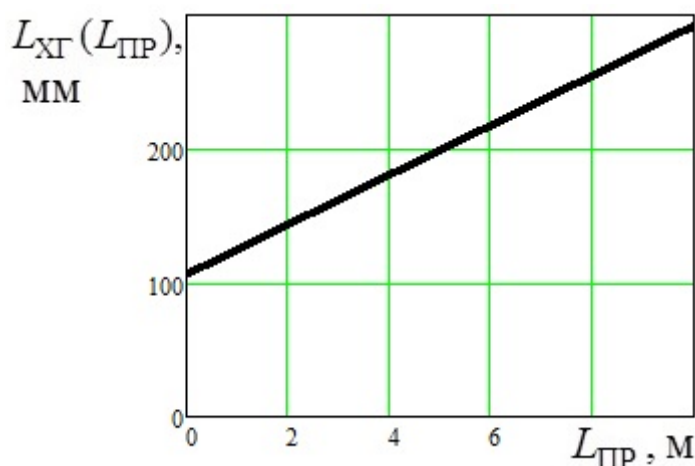


Рисунок 4.17 - График зависимости изменения длины ходовой гайки вертикальной подачи $L_{ХГ}$ от поперечной длины пильной рамы $L_{ПР}$

Для сравнения различных вариантов увеличения прочности ходовых гаек и ходовых винтов в зависимости (4.23) $L_{ХГ}(L_{ПР})$ целесообразно привести параметр длины ходовой гайки $L_{ХГ}$ к её среднему диаметру d_2 , т.е. приведённому среднему диаметру

$$d_{2L_{ПР} \text{привед}}(L_{ПР}) = \frac{L_{ХГ}(L_{ПР})}{k_{ld2}}, \text{ мм.} \quad (4.24)$$

График зависимости (4.24) показан на рисунке 4.18. Он совпадает с графиком на рисунке 4.15, что свидетельствует о равноценности вариантов увеличения прочности ходовых гаек за счёт увеличения диаметра и длины гайки без изменения размеров рабочих витков (шага S и высоты профиля h).

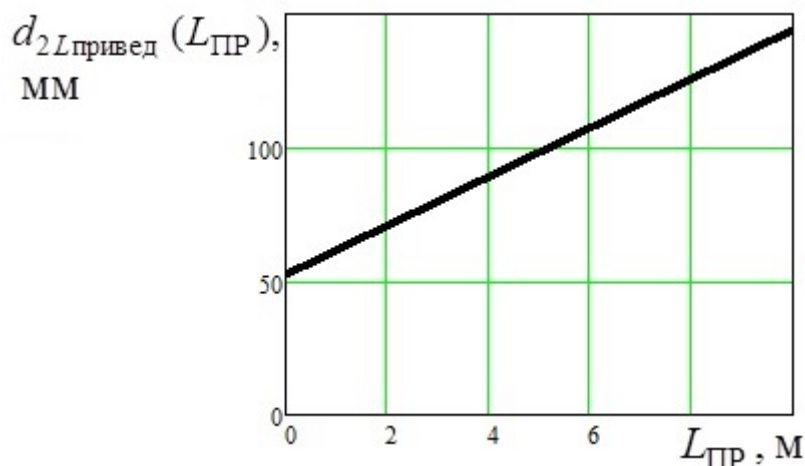


Рисунок 4.18 - График зависимости изменения приведённой длины ходовой гайки $L_{ХГ}$ к среднему диаметру $d_{2Lпривед}$ от поперечной длины пильной рамы $L_{ПР}$

Четвёртый вариант увеличения прочности ходовых винтов и ходовых гаек заключается в пропорциональном увеличении длины ходовой гайки $L_{ХГ}$ и размеров рабочих витков (шаг S и высота профиля h). В этом случае в формулу

(4.17) части равенства подставляется $d_2 = \frac{L_{ХГ.d2}}{k_{ld2}}$

$$\sigma_{см.Σ} = \frac{|F_{ХВ}|}{\pi \zeta \frac{L_{ХГ.d2}^2}{k_{ld2}}}, \text{ МПа.} \quad (4.25)$$

Отсюда получим

$$L_{ХГ.d2}(L_{ПР}) = \pm \sqrt{\frac{|F_{ХВ}(L_{ПР})|}{\pi \sigma_{см.Σ} \zeta \frac{1}{k_{ld2}}}}, \text{ мм.} \quad (4.26)$$

В формуле (4.26) вместо постоянных величин $L_{ХГ.d2}$ и $F_{ХВ}$ введены, соответственно, переменные $L_{ХГ.d2}(L_{ПР})$ и $F_{ХВ}(L_{ПР})$. Отрицательные значения длины не соответствуют проводимому анализу, выбираем только положительные. График зависимости (4.26) представлен на рисунке 4.19. Он имеет параболический характер.

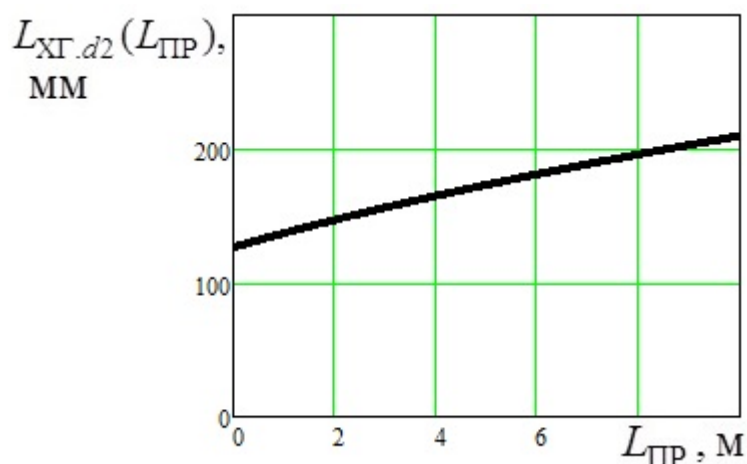


Рисунок 4.19 - График зависимости изменения длины ходовой гайки вертикальной подачи $L_{ХГ.d2}$ с пропорциональным изменением размеров витков от поперечной длины пильной рамы $L_{ПР}$

Переменное значение длины ходовой гайки $L_{ХГ.d2}(L_{ПР})$ приведём к переменному значению среднего диаметра ходовой гайки $d_{2Ld2привед}(L_{ПР})$

$$d_{2Ld2привед}(L_{ПР}) = \frac{L_{ХГ.d2}(L_{ПР})}{k_{ld2}}, \text{ мм.} \quad (4.27)$$

График зависимости (4.27) показан на рисунке 4.20. Он совпадает с графиком на рисунке 4.16, что свидетельствует о равноценности вариантов увеличения прочности ходовых гаек за счёт увеличения диаметра и длины гайки с изменением размеров рабочих витков (шага S и высоты профиля h).

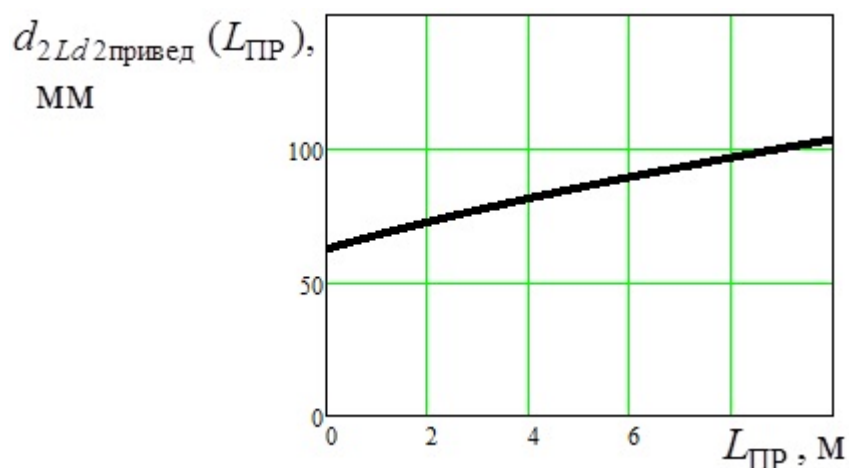


Рисунок 4.20 - График зависимости изменения приведённой длины ходовой гайки $L_{ХГ.d2}$ к среднему диаметру $d_{2Ld2привед}$ от поперечной длины пильной рамы $L_{ПР}$

Пятый вариант увеличения прочности ходовых винтов и ходовых гаек заключается в увеличении только размеров рабочих витков (шаг S и высота профиля h) без увеличения длины ходовой гайки $L_{ХГ}$ и с соблюдением постоянства величины внутреннего (меньшего) диаметра резьбы ходовой гайки d_1 ($d_1 = \text{const}$). В этом случае в формулу (5) в часть равенства подставляется $d_2 = d_1 + 0,5S$.

$$\sigma_{\text{см.}\Sigma} = \frac{|F_{\text{ХВ}}|}{\pi(d_1 + 0,5S)\zeta L_{\text{ХГ}}}, \text{ МПа.} \quad (4.28)$$

Отсюда получим

$$S(L_{\text{ПР}}) = \frac{2|F_{\text{ХВ}}(L_{\text{ПР}})|}{\pi\sigma_{\text{см.}\Sigma}\zeta L_{\text{ХГ}}} - 2d_1, \text{ мм.} \quad (4.29)$$

В формуле (4.29) вместо постоянных величин S и $F_{\text{ХВ}}$ введены, соответственно, переменные $S(L_{\text{ПР}})$ и $F_{\text{ХВ}}(L_{\text{ПР}})$. График зависимости (4.29) показан на рисунке 4.21. Он имеет линейный характер. Так как значение d_1 – величина постоянная, то необходимо в данном случае для станков с массивной пильной рамой произвести расчёт на осевую нагрузку.

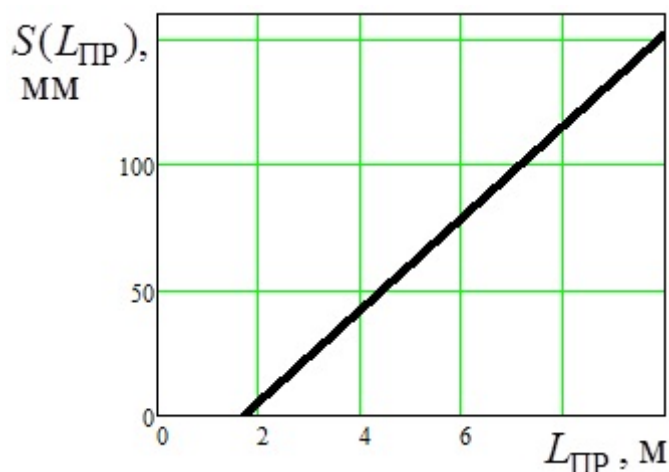


Рисунок 4.21 - График зависимости изменения шага ходовой гайки S от поперечной длины пильной рамы $L_{\text{ПР}}$

Переменное значение шага ходовой гайки $S(L_{\text{ПР}})$ приведём к переменному значению среднего диаметра ходовой гайки $d_{2S\text{привед}}(L_{\text{ПР}})$, введя коэффициент пропорции шага ходовой гайки к её среднему диаметру

$$k_{sd2} = \frac{S}{d_2}. \quad (4.30)$$

Здесь значения S и d_2 берутся с базовой (эталонной) новой модели станка, эти величины постоянные в данном соотношении ($S = \text{const}$ и $d_2 = \text{const}$).

Соответственно

$$d_{2S\text{привед}}(L_{\text{ПР}}) = \frac{S(L_{\text{ПР}})}{k_{sd2}}, \text{ мм.} \quad (4.31)$$

График зависимости (4.31) показан на рисунке 4.22.

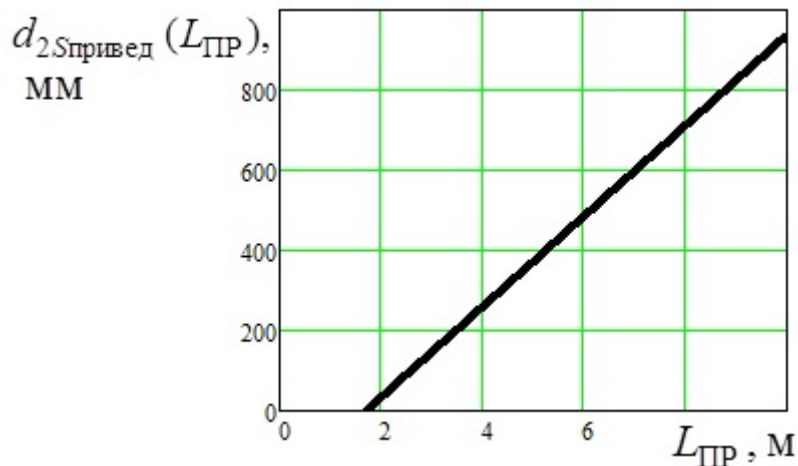


Рисунок 4.22 - График зависимости изменения приведённого шага ходовой гайки S к среднему диаметру $d_{2S\text{привед}}$ от поперечной длины пильной рамы $L_{\text{ПР}}$

Шестой вариант повышения прочности заключается в увеличении размеров рабочих витков (шаг S и высота профиля h) с пропорциональным увеличением длины ходовой гайки $L_{\text{ХГ}}$ и с соблюдением постоянства величины внутреннего (меньшего) диаметра резьбы ходовой гайки d_1 ($d_1 = \text{const}$). В этом случае для решения выберем за основу формулу (4.28). Введём коэффициент количества витков

$$k_{\text{витков}} = \frac{L_{\text{ХГ}}}{S} \quad (4.32)$$

Здесь значения $L_{\text{ХГ}}$ и S берутся с базовой (эталонной) новой модели станка, эти величины постоянные в данном соотношении ($L_{\text{ХГ}} = \text{const}$ и $S = \text{const}$). Соответственно $L_{\text{ХГ}} = k_{\text{витков}} \cdot S$. Подставляя это соотношение в формулу (4.28), получим:

$$\sigma_{\text{см.}\Sigma} = \frac{|F_{\text{XB}}|}{\pi(d_1 + 0,5S)\zeta k_{\text{витков}}S}, \text{ МПа.} \quad (4.33)$$

Отсюда

$$(d_1 + 0,5S)S = \frac{|F_{XB}|}{\pi\sigma_{см.Σ}\zeta k_{витков}}. \quad (4.34)$$

В полученном равенстве необходимо определить значение S , все остальные значения принимаются, как постоянные. Для этого приведём его к стандартному виду квадратного уравнения:

$$0,5S^2 + d_1S - \frac{|F_{XB}|}{\pi\sigma_{см.Σ}\zeta k_{витков}} = 0. \quad (4.35)$$

Найдём корни этого квадратного уравнения:

$$S = -d_1 \pm \sqrt{d_1^2 + \frac{2|F_{XB}|}{\pi\sigma_{см.Σ}\zeta k_{витков}}}. \quad (4.36)$$

Отрицательные значения шага S не соответствуют проводимому анализу, выбираем только положительные. Поэтому равенство (21) с учётом введения вместо постоянных величин S и F_{XB} , соответственно, переменных $S_L(L_{ПР})$ и $F_{XB}(L_{ПР})$ будет выглядеть следующим образом:

$$S_L(L_{ПР}) = -d_1 + \sqrt{d_1^2 + \frac{2|F_{XB}(L_{ПР})|}{\pi\sigma_{см.Σ}\zeta k_{витков}}}. \quad (4.37)$$

График зависимости (4.37) показан на рисунке 4.23. Он имеет параболический характер с небольшой выпуклостью, приближающийся к линейному.

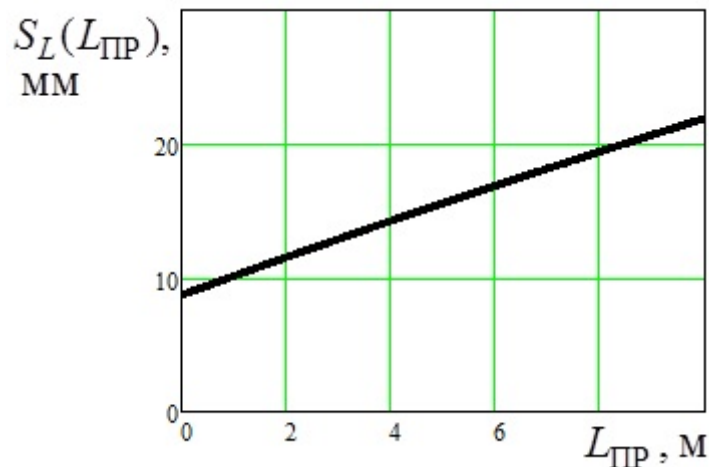


Рисунок 4.23 - График зависимости изменения шага ходовой гайки S от поперечной длины пильной рамы $L_{ПР}$

Переменное значение шага ходовой гайки $S_L(L_{\text{ПР}})$ приведём к переменному значению среднего диаметра ходовой гайки $d_{2SL\text{привед}}(L_{\text{ПР}})$ по аналогии с формулой (4.31)

$$d_{2SL\text{привед}}(L_{\text{ПР}}) = \frac{S_L(L_{\text{ПР}})}{k_{sd2}}, \text{ мм.} \quad (4.38)$$

График зависимости (4.38) показан на рисунке 4.24.

Для сравнительного анализа всех вариантов повышения прочности ходовых гаек объединим графики на рисунках 4.15, 4.16, 4.18, 4.20, 4.22 и 4.24 в один. Он представлен на рисунке 4.25.

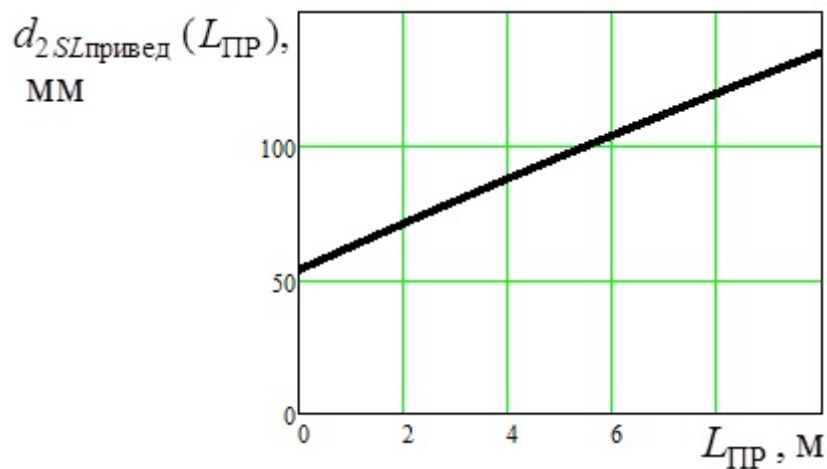


Рисунок 4.24 - График зависимости изменения приведённого шага ходовой гайки S_L к среднему диаметру $d_{2SL\text{привед}}$ от поперечной длины пильной рамы $L_{\text{ПР}}$

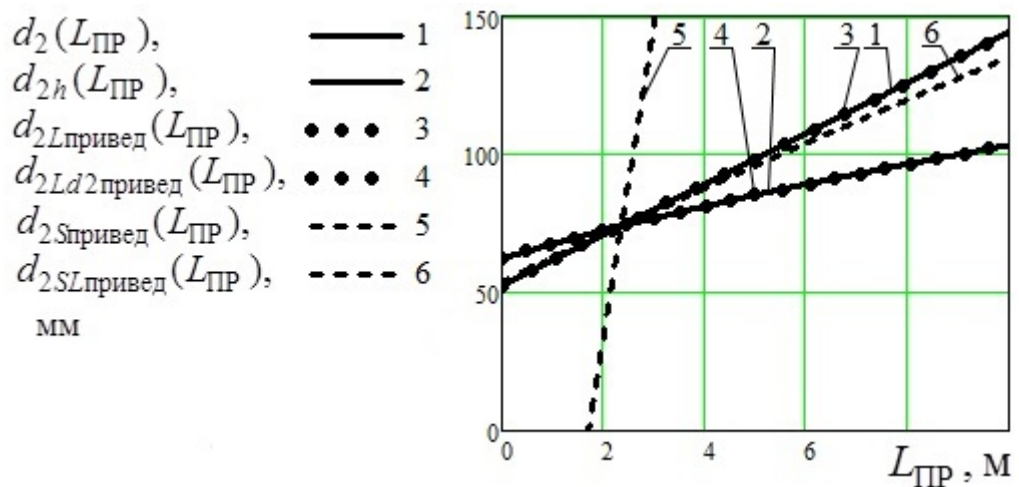


Рисунок 4.25 - Графики зависимостей изменения среднего диаметра ходовой гайки d_2 и приведённого среднего диаметра $d_{2\text{привед}}$ при различных вариантах повышения прочности ходовых гаек от поперечной длины пильной рамы $L_{\text{ПР}}$

Наиболее эффективным вариантом повышения прочности ходовых винтов и ходовых гаек и наиболее рекомендуемым для перспективных моделей штрипсовых станков с наибольшими поперечными длинами пильных рам является второй и четвёртый, представленный, соответственно, линиями 2 и 4. Значительно по эффективности уступает шестой вариант (линия 6) и ещё больше первый и третий (линии 1 и 3 соответственно). Эти три варианта также рекомендуются при проектировании станков. 5 вариант неэффективен и не может быть рекомендован при создании станков.

4.2.3. Прочностной анализ зубчатых передач привода вертикальной подачи пильной рамы

Прочностные расчёты зубчатых колёс изучены в полной мере. Для штрипсового камнераспиловочного станка актуальны прочностные расчёты эвольвентных зубьев зубчатых колёс: на контактную выносливость активных поверхностей, на контактную прочность при действии максимальной нагрузки, на изгибную выносливость и на изгибную прочность при действии максимальных нагрузок. Наиболее часто у штрипсовых станков происходят отказы конических зубчатых передач редукторов ходовых винтов. Прочностной анализ данных зубчатых передач, выполненный в рамках данной работы, показал, что наиболее актуальным по критерию минимального запаса прочности являются расчёты на изгибную выносливость эвольвентных зубьев зубчатых колёс, изготавливаемых с прямым и круговым профилем при виде сверху на зуб.

Для современных высокопроизводительных станков с тяжело нагруженными передачами одним из основных вариантов повышения прочности зубчатых передач вариантов является увеличение модуля зацепления.

Определим зависимость изменения модуля зубчатой передачи редуктора ходового винта m от поперечной длины пильной рамы $L_{\text{пр}}$. Для этого

рассчитаем действующие напряжения изгиба на переходной поверхности зуба с прямым профилем по формуле:

$$\sigma_F = Y_F \cos \delta_1 \frac{w_{Ft}}{0,85(1 - 0,5K_{be})m}, \text{ МПа.} \quad (4.39)$$

где Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба (выбирается в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_{v1} = z_1/\cos \delta_1$ и $z_{v2} = z_2/\cos \delta_2$ [5]); δ_1 – угол начального конуса шестерни, °; m – средний модуль зубчатой передачи, мм; $K_{be} = b_w/R_e$ – коэффициент ширины зубчатого венца; b_w – рабочая ширина зубчатого венца, мм; R_e – внешнее конусное расстояние, мм; w_{Ft} – удельная расчётная окружная сила, определяемая по формуле:

$$w_{Ft} = \frac{2000M_{XB.MAX}}{b_w(1 - 0,5K_{be})d_{we1}} K_{F\beta} K_{Fv}, \text{ Н/мм.} \quad (4.40)$$

где $M_{XB.MAX}$ – расчётная нагрузка, соответствующая наибольшей длительно действующей нагрузке с числом циклов изменения напряжений, превышающим $5 \cdot 10^4$ циклов, Н·м; d_{we1} – внешний начальный диаметр, мм; $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца [5]; K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, определяемый по формуле:

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} b_w d_{m1}}{2000M_{XB.MAX} K_{F\beta}}, \quad (4.41)$$

где w_{Fv} – удельная окружная динамическая сила, которая находится по формуле

$$w_{Fv} = 0,016g_0 v_m \sqrt{\frac{d_{m1} + d_{m2}}{2u}}, \text{ Н/мм,} \quad (4.42)$$

где d_{m1} , d_{m2} – средние делительные диаметры шестерни и колеса, мм; u – передаточное число; g_0 – коэффициент, учитывающий влияние шагов зацепления зубьев шестерни и колеса [5]; v_m – окружная скорость по среднему диаметру, м/с, $v_m = d_{m1}n_1/19100$. Расчёт коэффициента K_{Fv} для рассматриваемой зубчатой передачи (с прямым и круговым профилем зубьев при виде сверху на зуб) показал, что он для всех значений $M_{XB.MAX}$ примерно равен 1,0, ($K_{Fv} \approx 1,0$).

Условием прочности является представлено в виде неравенства

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}, \text{ МПа}, \quad (4.43)$$

где σ_{FP} – допускаемое напряжение изгиба, МПа. Подробно определение величины σ_{FP} в формуле (4.43) рассматривается в литературе [5].

Для круговых зубьев действующие напряжения изгиба на переходной поверхности зуба рассчитаем по формуле:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \cos \delta_1 \frac{w_{Ft}}{0,85(1 - 0,5K_{be})m_n}, \text{ МПа}, \quad (4.44)$$

где δ_1 , w_{Ft} , K_{be} – расшифровываются и определяются так же, как и в формулах (4.39) – (4.42), за исключением того, что при расчёте значения w_{Fv} по формуле (4.42) коэффициент 0,016 заменяется на 0,006; m_n – средний нормальный модуль зубчатой передачи, мм; Y_{F1} и Y_{F2} (в формуле (4.44) обозначены как Y_F) – коэффициенты, учитывающие форму зубьев, для шестерни и колеса соответственно, [5] (в зависимости от числа зубьев биэквивалентных цилиндрических зубчатых колёс):

$$z_{vn1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta_n}, \quad z_{vn2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta_n},$$

где Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба [5].

Условие прочности записано в формуле (4.43).

Введём в формуле (4.40) вместо величины $M_{ХВ.МАХ}$ переменную величину $M_{ХВ.МАХ}(L_{ПР})$, найденную из графиков, представленных на рисунках 4.12 и 4.13. Получим зависимость $w_{Ft}(L_{ПР})$, которую подставим в формулу (4.39). В качестве другой переменной выберем значение модуля $m(L_{ПР})$. Преобразовав формулу (4.39), получим:

$$m(L_{ПР}) = Y_F \cos \delta_1 \frac{w_{Ft}(L_{ПР})}{0,85(1 - 0,5K_{be})\sigma_F}, \text{ МПа}. \quad (4.45)$$

Аналогичные действия выполним и для формулы (4.44):

$$m_n(L_{ПР}) = Y_F Y_\beta \cos \delta_1 \frac{w_{Ft}(L_{ПР})}{0,85(1 - 0,5K_{be})\sigma_F}, \text{ МПа}, \quad (4.46)$$

Графики зависимостей $m(L_{ПР})$ и $m_n(L_{ПР})$ для различных режимов представлены на рисунках 4.26 и 4.27.

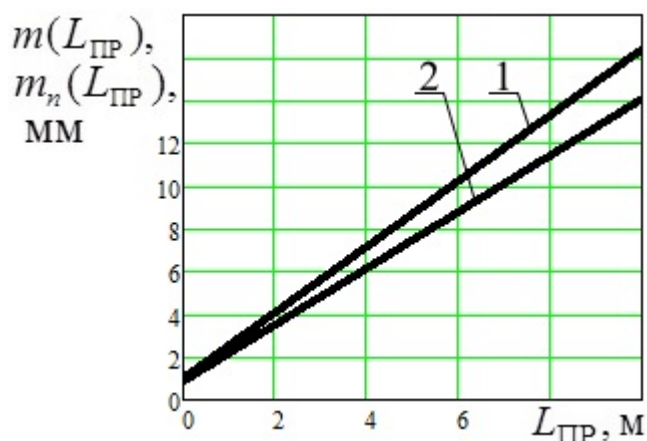


Рисунок 4.26 - График зависимости изменения модуля зубчатой передачи с прямым профилем m (линия 1) и круговым m_n (линия 2) от её поперечной длины $L_{\text{ПР}}$ при сбросе нагрузки в фазе контакта пил с блоком

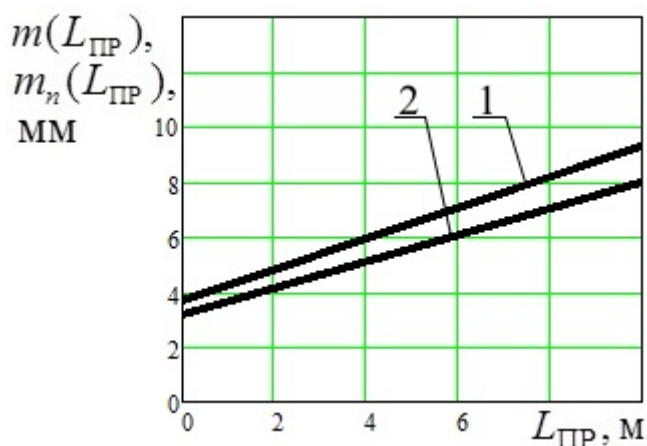


Рисунок 4.27 - График зависимости изменения модуля зубчатой передачи с прямым профилем m (линия 1) и круговым m_n (линия 2) от её поперечной длины $L_{\text{ПР}}$ при сбросе нагрузки в мёртвых точках хода пильной рамы (минимальном действии инерционных сил на систему «пильная рама»)

Анализ графиков показывает, что предпочтительней для редукторов ходовых винтов вертикальной подачи штрипсового станка предпочтительней применять зубчатые передачи с круговым профилем зубьев при виде сверху на зуб.

При достаточно большом опыте эксплуатации штрипсовых станков для подбора оптимальной прочности передаточных элементов привода подачи рекомендуется выбирать эталонную модель станка по критерию максимальной производительности и достаточно высокой надёжности рассматриваемых выше передаточных элементов. У такой модели рассчитанные допускаемые

напряжения в элементе делятся на действующие, получая тем самым запас прочности эталонной модели $n_{\text{эт.}}$. Применительно к зубчатым передачам $n_{\text{эт.}} = \sigma_{FP.\text{эт.}} / \sigma_{F.\text{эт.}}$, см. формулы (4.39) и (4.43). Затем находится запас прочности элементов исследуемой модели станка $n_{\text{исслед.}} = \sigma_{FP.\text{исслед.}} / \sigma_{F.\text{исслед.}}$. Полученные значения $n_{\text{эт.}}$ и $n_{\text{исслед.}}$ сравнивают. Если $n_{\text{эт.}} \leq n_{\text{исслед.}}$, то расчёт модуля зацепления m ведётся по формуле (4.45). Если $n_{\text{эт.}} > n_{\text{исслед.}}$, то в формуле (4.45) вводится коэффициент перевода $K_{\text{перевода}} = n_{\text{исслед.}} / n_{\text{эт.}}$, и она будет выглядеть следующим образом:

$$m(L_{\text{ПР}}) = Y_F \cos \delta_1 \frac{w_{Ft}(L_{\text{ПР}})}{0,85(1 - 0,5K_{be})K_{\text{перевода}}\sigma_F}, \text{ МПа.} \quad (4.47)$$

4.2.4. Штрипсовый комплекс

Для достижения наибольшей производительности целесообразно на крупных камнеобрабатывающих предприятиях создавать штрипсовые комплексы (рисунок 4.28), состоящие из нескольких штрипсовых станков, установленных в ряд. У таких станков организуется единая линия для подачи блоков в рабочее пространство станка и выдача из него распиленной ставки плит-заготовок для транспортирования к следующей технологической операции (шлифовально-полировальной или фрезерно-окантовочной). Также формируется общее подвальное помещение для оборудования по производству абразивной пульпы.

Возможно также объединение боковых конструктивных элементов каркаса (станины) станка. Такими элементами могут быть колонны станка и боковые поперечные балки каркаса. Данная конструкция штрипсового комплекса будет состоять из штрипсовых модулей. В этом случае уменьшается количество колонн и поперечных балок, передаточных звеньев привода вертикальной подачи пильной рамы: ходовых винтов и гаек, передаточных валов, зубчатых передач, подшипниковых узлов и т.п.

Узлы привода качания пильной рамы с кривошипно-шатунным механизмом, пильная рама и пульпораспределительная система должны быть установлены на каждом штрипсовом модуле.

Также необходимо для каждого штрипсового станка или модуля подбирать максимально возможную поперечную длину пильной рамы согласно расчётам и рекомендациям, приведённым в разделе 4.2.

Создание таких штрипсовых центров является самым эффективным направлением по увеличению поперечной длины и, соответственно, по повышению производительности распиливания блоков на плиты-заготовки. При этом площадь, занимаемая оборудованием минимальна, что является очень важным фактором при размещении таких распиловочных центров на камнеобрабатывающих производствах в крупных населённых пунктах с дорогой стоимостью недвижимости.

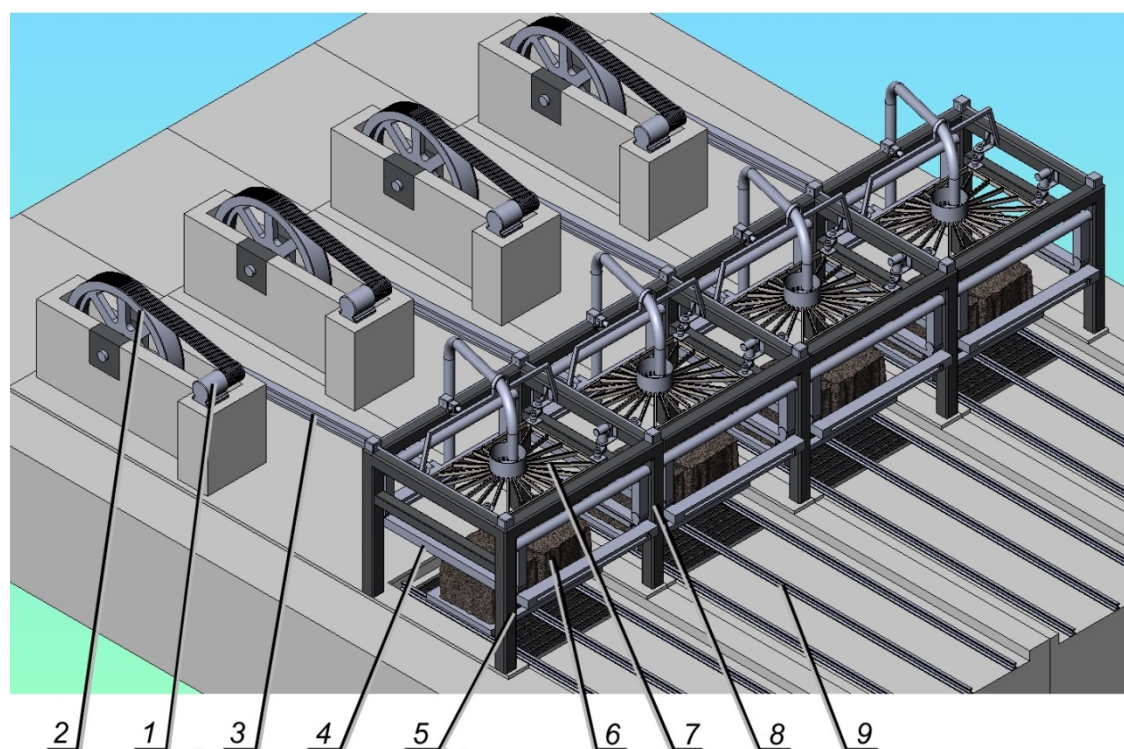


Рисунок 4.28 - Штрипсовый комплекс

1 - электропривод качания пильной рамы, 2 - маховик, 3 - кривошипно-шатунный механизм, 4 - пильная рама, 5 - каркас (станина), 6 - рабочее пространство и распиливаемые блоки, 7 - пульпораспределительная система, 8 - общая колонна двух соседних модулей, 9 - рельсовый путь станочной тележки

Выводы по главе

В 4-ой главе дан анализ режимных параметров штрипсовых станков и определена зона эффективного действия осевой нагрузки в паре «ходовой винт – ходовая гайка» и сил в приводе вертикальной подачи пильной рамы.

Максимальное и минимальное значение осевой нагрузки в паре «ходовой винт – ходовая гайка» соответствуют максимальной и минимальной скорости вертикальной подачи пильной рамы S_{\max} и S_{\min} . Даны рекомендации по выбору рациональных скоростей вертикальной подачи пильной рамы штрипсового станка.

На основании полученных значений осевой нагрузки в паре «ходовой винт – ходовая гайка» был разработан прочностной расчёт ходовых винтов и ходовых гаек с учётом абразивного износа рабочих поверхностей витков и определено время наиболее вероятной поломки ходовой гайки. Проведён анализ способов увеличения долговечности ходовых винтов и ходовых гаек привода вертикальной подачи пильной рамы, который предусматривает повышение износостойкости этих элементов за счёт увеличения площади рабочей поверхности витков.

Далее в 4-ой главе были определены изменения нагрузки $F_{\text{ХВ}}$ и крутящего момента $M_{\text{ХВ}}$ в паре «ходовой винт – ходовая гайка» в зависимости от поперечной длины пильной рамы. График изменения осевой нагрузки на ходовом винте и ходовой гайке вертикальной подачи пильной рамы $F_{\text{ХВ}}$ во времени t показал, что максимальная поперечная длина пильной рамы для исследуемой модели станка может составлять $L_{\text{ПР}} = 5,5$ м. Для такой модели целесообразно применять ходовую гайку со средним диаметром $d_2 = 74 \div 80$ мм, длиной $L_{\text{ХГ}} = 150 \div 200$ мм и шагом $S = 12 \div 16$ мм; зубчатая шестерня и колесо редуктора ходового винта с круговым профилем в плане, имеющая модуль $m = 8 \div 9$ мм.

На основании полученных данных были произведены прочностные расчёты на срез и смятие рабочих витков ходового винта и ходовой гайки и определены варианты повышения их прочности в зависимости от увеличения поперечной длины пильной рамы. Самыми эффективными из них являются:

1. пропорциональное увеличение среднего диаметра ходовой гайки d_2 и размеров рабочих витков (шаг S и высота профиля h),
2. пропорциональное увеличение длины ходовой гайки $L_{ХГ}$ и размеров рабочих витков (шаг S и высота профиля h),
3. увеличение размеров рабочих витков (шаг S и высота профиля h) с пропорциональным увеличением длины ходовой гайки $L_{ХГ}$ и с соблюдением постоянства величины внутреннего (меньшего) диаметра резьбы ходовой гайки d_1 ($d_1 = \text{const}$)
4. увеличение среднего диаметра ходовой гайки d_2 без увеличения размеров рабочих витков (шаг S и высота профиля h),
5. увеличение длины ходовой гайки $L_{ХГ}$ без увеличения их диаметра и размеров рабочих витков.

Также в рамках 4-ой главы были проведены прочностные расчёты зубчатых передач редуктора ходового винта, на основании которых были выявлены зависимости изменения их модуля от увеличения поперечной длины пильной рамы. Анализ был проведён для конических зубьев с прямым и круговым профилем. Он определил, что целесообразней применять зубья с круговым профилем.

В конце главы предложено техническое решение – штрипсовый комплекс, который предназначен для крупных камнеобрабатывающих производств, специализирующихся на большом объёме выпуска тонкомерных плит-заготовок с большими размерами по длине и ширине (слэбов). Такой комплекс позволяет кардинальным способом увеличить рабочее пространство для размещения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе на основе выполненных исследований дано новое решение актуальной научной задачи – установление зависимостей динамических нагрузок в системе «пильная рама» и приводе вертикальной подачи, которые позволяют определить рациональные динамические и конструктивные параметры штрипсовых станков, что позволяет повысить производительность их работы.

Основные научные выводы и результаты диссертационной работы, заключаются в следующем:

1. Разработана математическая модель выпуклой траектории движения системы «пильная рама» штрипсового станка и динамических нагрузок на основании которой определены зависимости нагрузок в пильной раме $Q_{\text{пр}}$; суммарных сил тяжести и инерции системы «пильная рама», приведённых к ходовым винтам $Y_{o_{\text{XB}}}$; осевых сил на ходовых винтах $F_{i_{\text{XB}}}$; крутящие моменты на ходовых винтах $M_{i_{\text{XB}}}$ и на передаточных звеньях с высокой жёсткостью привода вертикальной подачи пильной рамы $M_{\text{зв}}$ от угла отклонения маятниковой подвески φ и времени t , позволяющая определить рациональные динамические и режимные параметры.
2. Разработана математическая модель жёсткости передаточных звеньев привода подачи пильной рамы, на основании которой определена зависимость изменения крутящего момента на ходовом винте $M_{\text{СКР.}i_{\text{XB}}}$ время стопорения ходового винта $t_{\text{СТ}}$, позволяющая выбрать для различных типов штрипсовых станков определенные диаметры валов. Расчётный диаметр передаточных валов для исследуемых в работе штрипсовых станков (такие варианты станков являются широко используемыми в мире) составляет $0,030 \div 0,045$ м. На основании полученных данных разработана модель нагрузок, действующих на ходовых винтах $M_{i_{\text{XB}}}$ и передаточных валах $M_{\text{ПВ}}$ от времени работы t в случае небольшой жёсткости передаточных звеньев привода вертикальной подачи пильной рамы, позволяющая определить

рациональные конструктивные параметры этих звеньев. Расхождение результатов экспериментальных и теоретических исследований составляет 4,4%.

3. В результате сравнительного анализа траекторий движения пильной рамы установлено, что выпуклая траектория эффективнее маятниковой с точки зрения нагрузок в приводе вертикальной подачи с нежёсткой системой передаточных звеньев. Максимальные величины крутящих моментов в передаточных звеньях на 30-40% меньше, что подтверждается графически.
4. Установлены зависимости режимных параметров штрипсового распиливания от действия нагрузок в системе «пильная рама» и приводе вертикальной подачи. Максимальная и минимальная скорость вертикальной подачи пильной рамы S_{\max} и S_{\min} соответствуют максимальному и минимальному значению осевой нагрузки на ходовые винты $F_{\text{тXB.max}}$ и $F_{\text{тXB.min}}$. Максимальные отклонения величин скоростей подачи по отношению к номинальному $S_{\text{ном}}$ составляет:

$$S_{\max} \approx (1,20 \dots 1,25) S_{\text{ном}}; S_{\min} \approx (0,75 \dots 0,85) S_{\text{ном}}.$$
5. Установлено время наиболее вероятной поломки ходовой гайки $t_{\text{вер.разр}}$ на основании прочностной расчёта ходовых винтов и ходовых гаек с учётом абразивного износа рабочих поверхностей витков. Даны рекомендации по повышению их долговечности за счёт увеличения диаметра d и шага s .
6. Установлены зависимости изменения конструктивных параметров низконадёжных элементов привода вертикальной подачи рамы штрипсового станка с выпуклой траекторией её движения диаметра d_2 , длины $L_{\text{ХГ}}$, шага S ходовой гайки, модуля зубчатой передачи редуктора ходового винта m от поперечной длины пильной рамы $L_{\text{ПР}}$ на основании динамических и прочностных расчётов. Анализ полученных зависимостей показал, что для максимально возможного значения поперечной длины пильной рамы исследуемой модели станка $L_{\text{ПР}} = 5,5$ м. соответствует ходовая гайка со

средним диаметром $d_2 = 74 \div 80$ мм, длиной $L_{\text{ХГ}} = 150 \div 200$ мм и шагом $S = 12 \div 16$ мм; зубчатая шестерня и колесо редуктора ходового винта с круговым профилем в плане, имеющая модуль $m = 8 \div 9$ мм. В соответствии с полученными зависимостями предложена конструкция штрипсового комплекса с поперечной длиной пильной рамы, зависящей от числа штрипсовых модулей.

7. Основные результаты диссертационной работы приняты к реализации в плановых проектно-конструкторских разработках ООО «МКК» и ООО «Гипроуглемаш».

ЛИТЕРАТУРА

1. Арасланов А.М. Расчет элементов конструкций заданной надежности при случайных воздействиях. – М.: Машиностроение, 1987, 126, [1] с.: ил.; 20 см.
2. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин : учебник для студентов высших технических учебных заведений / И. И. Артоболевский. - 4-е изд., перераб. и доп. - Москва : Транспортная компания, 2016. - 639 с. : ил.
3. Барсов Г.А., Безменова Л.В., Гродзенская Л.С., Желиговский А.В., Кувшинников Г.А., Кульбачный О.И., Пантелеев С.И., Шехвиц Э.И., Юденич В.В. Теория плоских механизмов и динамика машин. – М.: Высшая школа, 1961, 336 с.
4. Бацежев Ю.Г., Костюк В.С. Электропривод и электроснабжение. Учебник для ВУЗов, - М.: Недра, 1989. - 292 с.: ил.
5. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В. Подшипники качения. Справочник. – М.: Машиностроение, 1975, 572 с.
6. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. – М.: Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1976 г., стр. 608.
7. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1993, 640 с.
8. Болотин В.В. Статистические методы в строительной механике. – М.: Стройиздат, 1965, 202 с.
9. Воронков И.М. Курс теоретической механики. – М.: Наука, 1964, 596 с.
10. Выгодский М.Я. Справочник по элементарной математике. М., Наука, 2006, 509 с.
11. Геллер Ю.А., Рахштадт А.Г. Материаловедение: Учеб, пособие для вузов. 6-е изд., перер. и дополн. - М.: Металлургия, 1989. 456с.
12. Гетопанов В.Н. Методические указания по проведению практических занятий по дисциплине «Надёжность горных машин и оборудования» для специальности 17.01 «Горные машины и оборудование». – М.: МГИ, 1991, с. 50.

13. Гетопанов В.Н. Надёжность горных машин и оборудования. – М.: МГИ, 1990, 43 с.
14. Гетопанов В.Н., Жура В.П., Секретов М.В. Определение безотказности элементов горных машин при произвольных законах распределения их прочности и действующей нагрузки. – В сб.: Международный симпозиум «Горная техника на пороге XXI века». – М.: МГГУ, 1996, с. 289 – 295.
15. Горбатюк С.М. Детали машин и основы конструирования. – М.: Изд. дом МИСиС, 2014, 424 с.
16. Глухарев Е.Г., Зубарев Н.И. Зубчатые соединения: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1983, 270 с.
17. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика. 8 издание. – М.: Высшая школа, 2003, 482 с.
18. Дмитриева Л.А. Д53 Детали машин и основы конструирования. Краткий курс. При- меры расчетов : учебное пособие для вузов / Л. А. Дмитриева. – М. : ИД «Спектр», 2013. – 276 с.: ил. ISBN 978-5-4442-0049-0
19. Дмитриев В.А., Долголенко А.А., Марков В.Г., Смирнов С.А. Теория механизмов и машин, детали машин и подъёмно-транспортные машины. – Л.: Речной транспорт, 1963, 580 с.
20. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов/ - 8-е изд., перераб. и доп. - М.: Издательский центр "Академия", 2004. -496с
21. Дьяконов В.П., Абраменкова И.В. Mathcad 7 в математике, физике и Internet. – М.: Нолидж, 1998.— 352с.; ил.
22. Захаров К.Н., Субботин Е.К., Сычёв Ю.И. Эксплуатация алмазных штрипсовых пил при распиловке блоков природного камня. – М.: Всесоюзный научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт природных алмазов и инструмента, 1978, 32 с.
23. Зиновьев В.А., Пришедько Н.А., Вильниц С.А. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1964, 348с.

24. Зубчатые передачи Расчет и конструирование. Справочник. / Под ред. Н. С. Ачеркана. – М.: Машиностроение, 1969. – Т.1 – 3.
25. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2008, 392 с.
26. Иыуду К.А. Оптимизация устройств автоматики по критерию надежности. – М. – Л.: Энергия, 1966, 194 с.
27. Казарян Ж.А. Инструмент для добычи и обработки камня. – М.: МГИ, 1990.
28. Казарян Ж.А. Природный камень в строительстве: справочник по добыче, обработке, декоративным работам. Справочник. – М.: Г.К. Гранит, Петрокомплект, 2008, 282 с.
29. Казарян Ж.А., Амбарцумян Н.В., Карасёв Ю.Г. Проектирование камнеобрабатывающих предприятий. – М.: МГИ, 1990, 103 с.
30. Капур К., Ламберсон. Надёжность и проектирование систем: Перевод с англ. – М.: Мир, 1980, 608 с.
31. Картавый Н.Г., Сычёв Ю.И., Волуев И.В. Оборудование для производства облицовочных материалов из природного камня. – М.: Машиностроение, 1988, 240 с.
32. Когаев В.П. Расчёты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1993.
33. Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи. – М. – Л.: Машгиз, 1957, 264 с.
34. Лахтин Ю.М., Леонтьева В.П. Материаловедение: учебник 3-е изд., перераб. и доп. / Репринтное воспроизведение издания 1990 г. — М. : ЭКОЛИТ, 2011. — 528 с. : ил.
35. Металлорежущие станки / Под ред. Ачеркана Н.С. – М.: Машгиз, 1957, 1016 с.
36. Методические указания и задания на курсовой проект по курсу «Детали машин». Составители: Рачек В.М., Доброборский Г.А., Вьюшина М.Н., Фальк И.Н., Бусыгин А.М., Перевалов В.С. – М.: МГГУ, 2002, 50 с.
37. Миловидов С.С. Детали машин и приборов. – М.: Высшая школа, 1971, 488 с.

38. Морозов В.И. Деформационное упрочнение нитроцементированных зубчатых колёс горных машин. Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук, – М., 1965, 188 с.
39. Морозов В.И. Прогрессивные способы ремонта горно-шахтного оборудования. – М.: ЦПВНТГО, 1990, 60 с.
40. Морозов В.И., Шубина Н.Б. Конструкторско-технологическое обеспечение надёжности и качества горной техники и средств автоматизации. – М.: МГИ, 1989, 71 с.
41. Оборудование для добычи и обработки природного камня. Каталог-справочник. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1980, 231 с.
42. Попова Г.Н., Алексеев С.Ю. Машиностроительное черчение: Справочник. – СПб.: Политехника, 5-е изд., перераб. и доп. - СПб.: 2011. - 474 с..
43. Предупреждение разрушение деталей забойного оборудования / Под ред. Морозова В.И. – М.: Недра, 1985, 215 с.
44. Руководство по эксплуатации станка KEDA SJS4800.
45. Савельев И.В. Курс общей физики. т.1. – М.: Наука, 1977, 416 с.
46. Сводная таблица основных эксплуатационных показателей штрипсовых станков в условиях работы на ООО «Московский камнеобрабатывающий комбинат» за 2016 г.
47. Секретов М.В. Обоснование и выбор рациональных параметров штрипсовых станков : Дис. канд. техн. наук : 05.05.06 : Москва, 2004 206 с. РГБ ОД, 61:05-5/1219
48. Секретов М.В., Литвинов П.Ф. Анализ надёжности штрипсовых станков MASTERBRETON моделей HG 475/330, HG 375/330, HG 475/350 в условиях эксплуатации на Московском камнеобрабатывающем комбинате. – Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: МГГУ, 2002, №4, с.164 – 166.
49. Серенсен С.В., Громан М.Б., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Валы и оси. Конструирование и расчёт. – М.: Машиностроение, 1970, 320 с.

50. Синельников О.Б. Добыча природного облицовочного камня. – М.: Издательство РАСХН, 2005. - 245 с.
51. Сменные рапорты о работе штрипсовых станков за период 2015 – 2016гг.
52. Солод В.И., Гетопанов В.Н., Рачек В.М. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. – М.: Недра, 1982, 350 с.
53. Солод В.И., Гетопанов В.Н., Шпильберг И.Л. Надёжность горных машин и комплексов. – М.: МГИ, 1972, 198 с.
54. Сопротивление материалов / Под ред. Писаренко Г.С. – Киев, Вища Школа, 1979, 696 с.
55. Сурина Н.В. Установление режимов нагружения и определение ресурса трансмиссий очистных комбайнов для тонких пластов на стадии проектирования. Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук. – М.: МГИ, 1991, 191 с.
56. Сычёв Ю.И. Работоспособность и долговечность камнеобрабатывающего оборудования. – Строительные материалы, 1979, №5, с.6 – 7.
57. Сычёв Ю.И. ТЭО (технико-экономическое обоснование) технического перевооружения ОАО «МКК-Саянмрамор». – М.: ВНИПИИстромсырьё, 1998.
58. Сычёв Ю.И., Берлин Ю.Я. Шлифовально-полировальные и фрезерные работы по камню. – М.: Стройиздат, 1985, 312 с.
59. Сычёв Ю.И., Берлин Ю.Я., Шалаев И.Я. Оборудование для распиловки камня. – Л.: Стройиздат, 1983, 288 с.
60. Сычёв Ю.И., Поволоцкий С.В. Рекомендации по рациональной эксплуатации штрипсовых пил распиловочных станков. – М.: ВНИИЭСМ, 1979, 72 с.
61. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 1986, 416 с.
62. Тепинкичиев В.К., Красниченко Л.В., Тихонов А.А., Колев Н.С. Металлорежущие станки. – М.: Машиностроение, 1970, 464.

63. Тимошенко С.П. Устойчивость упругих систем. – М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1955, 568 с.
64. Ткач В.Р. Обоснование организационно-технологических схем при техническом перевооружении камнеобрабатывающих предприятий. Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук. – М.: МГГУ, 2000, 141 с.
65. Федоров Д.И., Бондаревич Б.А., Надежность металлоконструкций землеройных машин. – М.: Машиностроение, 1971, 216 с.
66. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1963, 540 с.
67. Хазов Б.Ф., Дидусев Б.А. Справочник по расчёту надёжности машин на стадии проектирования. – М.: Машиностроение, 1986, 224 с.
68. Царицын В.В. Скорость подачи штрипса при резании блока горной породы. – Строительные материалы, изделия и санитарная техника: Республиканский научно-технический сборник. Киев, 1985, Вып.8, с.12 – 13.
69. Электротехника / Под ред. В.Г. Герасимова. – М.: Высшая школа, 1985, 480 с.
70. Электротехнический справочник, т.2 / Под ред. Орлова И.Н. – М.: Энергоатомиздат, 1986, 712с.
71. Элькин И.Л., Казаков С.С., Шевченко Г.Е. Испытания угледобывающих машин. – М.: Недра, 1980, 287 с.
72. Справочник машиностроителя / Под ред. Сатя Э.А. – М.: Машиностроение, 1964, т.6, 540 с.
73. Пособие по математике для поступающих в ВУЗы / Под ред. Яковлева Г.Н. – М.: Наука, 1985
74. Морозов В.И., Ткач В.Р., Секретов М.В. Оценка надёжности зубчатых передач привода рабочей подачи пильной рамы штрипсовых станков. – Горные машины и автоматика. – М.: Новые технологии, 2004, №1, с. 9 – 12.

75. Секретов В.В., Секретов М.В. Расчёт нагрузок в приводе рабочей подачи штрипсового станка с выпуклой траекторией движения пильной рамы. – Горные машины и автоматика. – М.: Новые технологии, 2003, №11, с. 38 – 40.
76. Секретов М.В. Расчёт нагрузок в приводе рабочей подачи штрипсовых станков с маятниковой траекторией движения пильной рамы. – Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: МГГУ, 2004, №1, с. 65 – 71.
77. Секретов М.В. Исследование надёжности ходовых винтов и гаек пильной рамы штрипсовых станков. – Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: МГГУ, 2004, №10, с.44 – 49.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах

1. Губанов С.Г., Секретов М.В. Анализ производительности и эффективности и эффективности эксплуатации штрипсовых станков ведущих фирм мира: // Научный вестник МГГУ. №1 (1). – М.: 2010. С. 31 - 34
2. Губанов С.Г., Секретов М.В., Секретов В.В. Повышение эффективности эксплуатации штрипсовых станков для распиливания гранитных блоков // Горное оборудование и электромеханика. №5, 2011-С.44-49
3. Губанов С.Г., Анализ рациональных и режимных параметров штрипсовых станков. В сб. материалов 9-ой международной молодежной научной школы «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых» Том 2. – М.: ИПКОН РАН, 2012 - С. 155 – 158
4. Губанов С.Г.Определение характера и величины динамических нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсового станка. В сб. материалов VI международной научно-технической конференции «Современные техника и технологии горно-металлургической отрасли и пути их развития» – Навои, Узбекистан: 2013 - С. 213 – 214
5. Губанов С.Г., Секретов М.В., Секретов В.В. Анализ динамических нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсового станка // Горное оборудование и электромеханика. №3, 2014 – С.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор ООО «Гипроуглемаш»

А.Н. Меркулов

4» февраля 2018г.



АКТ

внедрения результатов диссертационной работы **Губанова Сергея Геннадьевича** на тему: **«Обоснование рациональных динамических и конструктивных параметров штрипсовых станков»**, выполненной на кафедре Горное оборудование, транспорт и машиностроение ФГАОУ ВО НИТУ «МИСиС».

По итогам рассмотрения диссертационной работы аспиранта **Губанова С.Г.**, на тему **«Обоснование рациональных динамических и конструктивных параметров штрипсовых станков»**, выполненной на кафедре Горное оборудование, транспорт и машиностроение ФГАОУ ВО НИТУ «МИСиС», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, принято нижеследующее заключение:

предложенные в диссертационной работе Губанова С.Г. результаты:

- Методика проведения эксперимента по определению нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсового станка;
- Методика определения сроков замены ходовых гаек привода вертикальной подачи штрипсового станка;
- Методика определения сроков замены зубчатых колёс редуктора ходового винта

могут быть использованы в плановых научно-технических разработках ООО «Гипроуглемаш» в 2019-2020г.

Генеральный директор

ООО «Гипроуглемаш»

А.Н. Меркулов

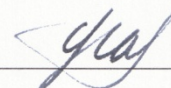
ПРИЛОЖЕНИЕ 2

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель генерального директора

ООО «МКК», к.т.н.

Назаренко Сергей Владимирович



«22» 03 2018г.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы Губанова Сергея Геннадьевича на тему: «Обоснование и выбор рациональных динамических и конструктивных параметров штрипсовых станков», выполненной на кафедре Горное оборудование, транспорт и машиностроение ФГАОУ ВО НИТУ «МИСиС».

По итогам рассмотрения диссертационной работы аспиранта Губанова С.Г., на тему «Обоснование и выбор рациональных динамических и конструктивных параметров штрипсовых станков», выполненной на кафедре Горное оборудование, транспорт и машиностроение ФГАОУ ВО НИТУ «МИСиС», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, принято нижеследующее заключение:

предложенные в диссертационной работе Губанова С.Г. результаты:

- Методика проведения эксперимента по определению нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсового станка;
- Методика определения сроков замены ходовых гаек привода вертикальной подачи штрипсового станка;
- Методика определения сроков замены зубчатых колёс редуктора ходового винта

могут быть использованы в плановых научно-технических разработках ООО «МКК» в 2018-2019г.

Заместитель генерального директора

ООО «МКК», к.т.н.



С.В. Назаренко