

результатам теоретического исследования. Изгибающаяся часть гибкоштанного ножа (условного шатуна), в теряет устойчивости в рабочем режиме передвижной раскройной машины (кри-
вошлиф равна 280 с).

15. Экспериментальные исследования подтвердили, что проектирование, предложенное в работе, в основные параметры, полученные из расчета, могут быть использованы при создании оборудования с гибкоштанными ножами. При изготовлении таких ножей могут использоваться полосы стали У7, из которых изготавливается обычные ножи передвижных раскройных машин, что позволит сохранить производственную базу.

16. По результатам исследования предложена конструкция захорной машины с гибкоштанным механизмом.

Ротапrint МГЛН
Заказ № 275
Тираж - 80 экз.

МОСКОВСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На правах рукописи

Карпов Яфсам Муса

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА
ПЕРЕДВИЖНЫХ РАСКРОЙНЫХ МАШИН С
ГИБКОШТАННЫМ МЕХАНИЗМОМ

Специальность 05.02.13

"Машины и агрегаты легкой промышленности"

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

МОСКОВА 1994

Работа выполнена в Московской государственной академии
легкой промышленности

Научный руководитель

доктор технических наук,

профессор Сторожев В.В.

кандидат технических наук,

доцент Соколов В.Н.

доктор технических наук,

профессор Иванов В.А.

кандидат технических наук

Волызяков Г.В

Официальный оппонент:

доктор технических наук,

профессор Иванов В.А.

кандидат технических наук

Волызяков Г.В

Ведущее предприятие

АО "Летская одежда" /Москва/

С дата состоится "29" 06 1994 г. в 13 часов
на заседании специализированного Совета Д.053.32.02 при
Московской государственной академии легкой промышленности
по адресу: 113836, г. Москва, ул. Ослепенко д. 33

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке
Московской государственной академии легкой промышленности

Автореферат разослан "17" 06 1994 г.

Ученый секретарь
специализированного Совета
Д.053.32.02

Кандидат технических наук
доцент

В.В. Грибанов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В настоящее время преимущественное применение в раскройном оборудовании, в том числе и автоматизированном, имеет механический режущий инструмент в силу традиционности, относительной легкости освоения и обслуживания, возможности изготовления в условиях предприятий. Анализ уровня техники раскройного производства и перспектив его развития позволяет предположить, что такое положение, несмотря на разработкой и внедрением новых способов резания и средств раскрытия на их основе, сохранится и в ближайшем будущем. Поэтому проведение последовательских и конструкторских работ по совершенствованию механического раскройного инструмента и исполнительных механизмов раскройных машин остается актуальным.

Упрощение конструкции и уменьшение массы передвижных раскройных машин с пластинчатыми ножами достигается использованием для возвратно-поступательного движения ножа. Доля режущей кромки гибкоштатунных раскройных механизмов в которых лезвие ножа и шатун выполнены как одна деталь.

Разработка передвижных раскройных машин на основе гибкоштатунных раскройных механизмов вынуждает необходимость проведения работ по созданию методов расчета и проектирования гибких ножей и гибкоштатунных раскройных механизмов.

Цель и задачи работы. Целью работы является разработка методов расчета гибких ножей-шатунов, определение условий отсутствия потери устойчивости и поперечных колебаний ножей. Нахождение функциональных зависимостей между параметрами ножа-шатуна, и параметрами гибкоштатунных раскройных механизмов, разработка метода динамического расчета гибко-

шатунных раскройных механизмов. Разработка рекомендаций и получение исходных данных для определения рациональных параметров гибкшинных раскройных механизмов, а также разработка конструкции макета машины.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

- выполнен анализ современного уровня и состояния раскройного оборудования и направления его развития;
- рассмотрены особенности работы и нагружение раскройных ножей передвижных раскройных машин с гибкомашинным раскройным механизмом;
- определена долговечность (число рабочих циклов до предельного износа) пластинчатых раскройных ножей;
- определена аналитическая зависимость между параметрами механизма от оси вращения кривошипа до направляющей лезвия ножа, параметрами ножа, прочностными характеристиками материала ножа и коэффициентом запаса прочности ножа в условиях действий напряжений переменных во времени;
- выполнена оценка влияния материала и размерных параметров ножа на параметры гибкомашинных раскройных механизмов;
- выполнен силовой расчет гибкомашинных раскройных механизмов;
- выполнено исследование продольно-поперечного изгиба вынужденных колебаний гибкомашинного раскройного ножа;
- разработаны программы расчета гибкомашинных раскройных ножей и материалов на ЭВМ;
- разработаны рекомендации по выбору рациональных параметров ножей и гибкомашинных раскройных механизмов;
- разработка конструкции макета машины.

Методы исследования. В работе сочетаются теоретические и экспериментальные методы исследования. Исследования проводились с использованием положений теоретической механики, сопротивления материалов, высшей математики, и прикладной математики.

При экспериментальных исследованиях, использовались методы тензометрирования, математической статистики и др. Были разработаны экспериментальные станды. Использовалась ЭВМ.

Научная новизна. Состоит в том, что в диссертации установлена функциональная зависимость между параметрами ножа-шатуна и параметрами гибкомашинного раскройного механизма; разработан метод силового расчета гибкомашинных механизмов, получены формы продольно-поперечного изгиба гибкой части ножа-шатуна и условия вынуждения (потери устойчивости); определены методы собственные частоты и формы вынужденных колебаний ножа-шатуна как стержня усредненной длины.

Практическая значимость предполагается в рекомендациях, которые позволяют определять рациональные параметры ножей гибкомашинных механизмов, а также в рекомендациях по разработке конструкции передвижных раскройных машин.

Апробация работы. Основные результаты и рекомендации диссертационной работы были доложены и обсуждены и получили положительную оценку на кафедре "Машины и аппараты легкой промышленности" Московской государственной академии легкой промышленности и в Российском доме знаний.

Публикация: Изложены в 4-х статьях, помещенных в сборниках научных трудов Московской государственной академии легкой промышленности.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, общих выводов, списка литературы и приложения. Работа изложена на 138 страницах машинописного текста, содержит 41 рисунок и 2 таблицы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В введении дано обоснование актуальности диссертационной работы, сформулированы цель и задачи исследований, показана научная новизна и практическая значимость работы.

В первой главе проведен анализ направления совершенствования передвижных раскройных машин, литературы и потенциальных материалов.

Кривошипно-ползунный механизм показан на рис. I а.

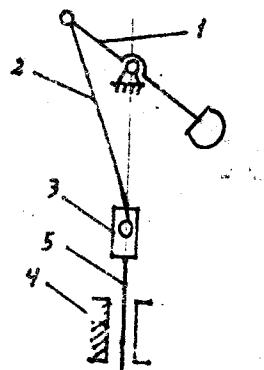


Рис. I а Кривомильно-ползунный механизм

1 - кривошип, 2 - шатун, 3 - ползун, 4 - направляющие

Рассмотрены особенности работы данной группы машин и нагрузление инструмента пластилического ножа.

Отмечено, что одним из направлений совершенствования передвижных раскройных машин является применение гибкома-

тунных раскройных механизмов. Применение этих механизмов позволяет упростить конструкцию машины и уменьшить ее массу. Рис. I б.

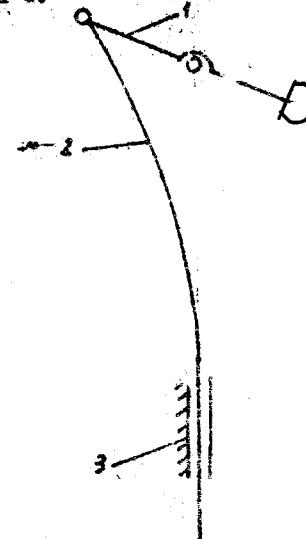


Рис. I б Гибкоматунный раскройный механизм

1 - криволин., 2 - прям.-шатун, 3 - направляющие

А в тоже время установлено, что исследования гибкоматунных механизмов применительно к оборудованию легкой промышленности не проводились. Исследования гибкоматунных раскройных ножей и механизмов необходимы с целью определения их габаритов, обеспечивающих требуемую устойчивость и долговечность работы.

В главе определены и обоснованы задачи исследования. Рассмотрено нагружение гибкочастунных ножей раскройных машин, характер и величина которого определяется наличием пилящего и рубящего резания и изгибом гибкой части ножа (условного матуна).

Получена зависимость определяющая усилия резания ножа.

Установлена формула, позволяющая находить основной параметр процесса резания лезвия - угол резания в зависимости от угла заточки, вертикальной и горизонтальной скорости ножа и угла наклона его рубящей кромки:

$$\frac{\delta \alpha_2}{2} = \theta \frac{\alpha_1}{2} \left[\frac{1}{\sqrt{\mu k_3}} (\cos \alpha_3 + \mu \sin \alpha_3) \right]$$

где α_1 - угол заточки, α_2 - угол резания, α_3 - угол наклона, $\mu = \frac{v_y}{v_x}$, v_x - горизонтальная скорость ножа (машин), v_y - вертикальная скорость ножа.

Во второй главе проведено исследование гибкочастунных ножей и механизмов.

Особенностью движения раскройного ножа-матуна в гибкочастунном раскройном механизме является его периодический двухсторонний изгиб под действием многократно-повторяющейся переменной нагрузки.

Этот изгиб может вызвать поломку изгибающей части ножа до износа его лезвия, т.е. нож в этом случае не вырабатывает свой ресурс.

В связи с этим, необходимо установить зависимость между изгибным коэффициентом запаса прочности ножа и его параметрами (стойкостью) и параметром механизма

ножа. Это позволяет находить параметры ножа и механизма при требуемом коэффициенте запаса прочности изгибающей части ножа.

При статическом расчете изгибающей часть ножа - условного матуна рассматривается как консольная балка с заделкой в начале направляющей лезвия, находящаяся под действием изгибающей силы P возникающей при изгибе ножа кривошипом. Растяжение и сжатие ножа при этом не учитывается. Длина балки, соответствующая длине изгибающей части ножа при этом меняется в зависимости от положения кривошипа.

Величина силы P связана с прогибом δ соотношением

$$P = 3f \frac{E\gamma}{274t} \quad (2)$$

где E - модуль упругости материала ножа; f - момент инерции сечения гибкой части ножа (матуна); t - радиус кривошипа; γ - угол поворота кривошипа; $l(t)$ - текущая длина условного матуна

$$l(t) = \sqrt{R^2 + t^2 + 2Rt \cos \gamma} \quad (3)$$

Напряжения, возникающие в балке, в ее заделке при различных положениях кривошипа (угла γ) определяются зависимостью

$$\sigma = \frac{3^2 E h \sin \gamma}{274 t^2 + R^2 + 2Rt \cos \gamma} \quad (4)$$

где h - толщина ножа.

Угол γ экстр., при котором напряжение в заделке стержня наибольшее, определялся с помощью решения уравнения:

$$\frac{\sigma_{\max}}{d} = \frac{3M_E r (L^2 + r^2) \cos 44.74^\circ}{2(L^2 + r^2 + 2Lr \cos 44.74^\circ)} = 0 \quad (5)$$

$$\sigma_{\max} = \text{const} \cdot \frac{L^2 r}{L^2 + r^2} \quad (6)$$

Зависимости максимальных напряжений σ_{\max} от параметра при различных значениях радиуса r кривошила раскройного механизма.

Это позволяет определить максимальные напряжения, возникающие в сечениях изгибающей части ножа, в зависимости от основных параметров механизма, которые определяют также основные характеристики самой машины. Зная при этом максимальные напряжения можно определить необходимые параметры и материал ножа.

Расчет выполнен для пластинчатого ножа - шатуна с сечением $0,7 \times 20$ мм, выполненного из стали марки У7, используемый для изготовления ножей передвижных раскройных машин.

В поперечных сечениях ножа, расположенных в его направляющих, напряжение изгиба теоретически равно нулю (участок $106^\circ - 254^\circ$). Однако, учитывая наличие зазора между ножом и направляющими, цикл напряжения в сечениях условного шатуна приближенно может быть принят симметричным.

Коэффициент α запаса прочности при симметричном цикле нагружения равен

$$\alpha = (\sigma_{\max})_d / (\sigma_{\max}) \quad (7)$$

где $(\sigma_{\max})_d$ - предел выносливости материала ножа;
 (σ_{\max}) - максимальное напряжение в сечении ножа.

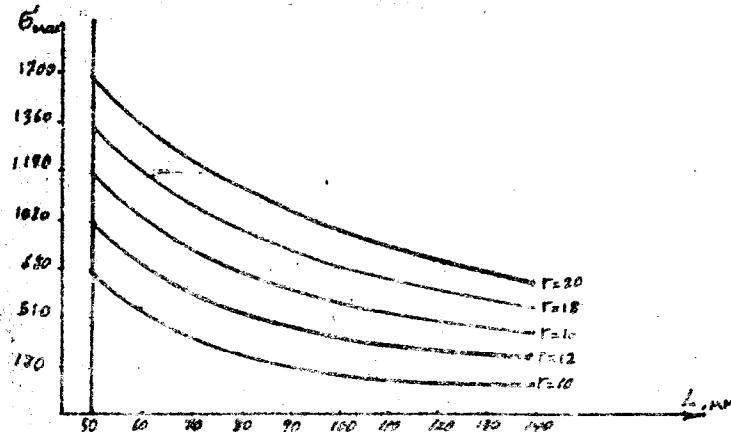


Рис. 2 Диаграмма зависимостей σ_{\max} от параметров механизма L и r .

условие прочности имеет вид $\alpha \geq \alpha_f$

где α_f - требуемый (нормальный) коэффициент запаса прочности, который обычно меняется от 1,4 до 3,0.

Параметр L гибкоматунчного раскройного механизма определяется зависимостью: $L = r \cos 44.74 + \frac{r^2 \cos^2 44.74 - 2Lr \sin 44.74}{2r}$ (8)

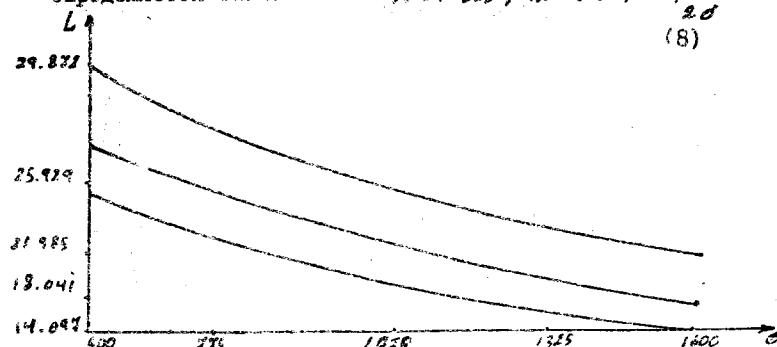


Рис. 3 а. Влияние материала на параметр L , при $h = 0.06, 0.08$ и 0.12

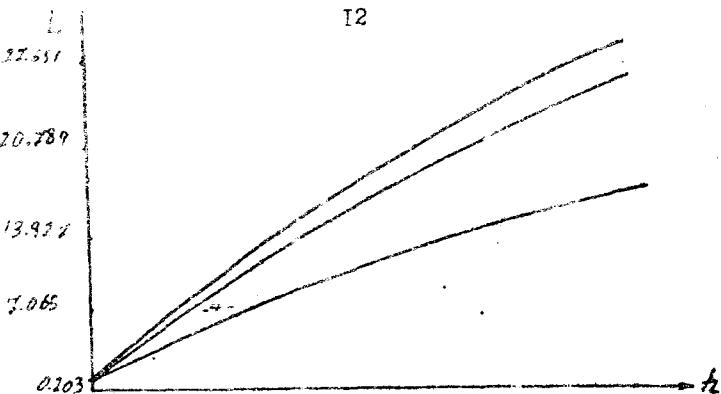


Рис. 3 б Влияние толщины на параметр L , при $\theta = 121, 818, 1563$

Зависимости между параметрами " μ " и " λ " раскройного механизма и выполненные расчеты позволяют выбрать рациональные значения параметров раскройного механизма в зависимости от требуемого коэффициента запаса прочности, используемого в машине ножа. При этом, в зависимости от максимальной высоты раскраиваемого настила выбирается радиус кривошипа μ . Например, в машинах, раскраивающих средние и высокие настилы величина μ находится в пределах 15–20 мм, а в машинах, раскраивающих низкие настилы, величина находится в пределах 6–8 мм. Для машин, раскраивающих настилы из обычных тканей (сорочечные, костюмные, пальтовые) коэффициент запаса μ , для данного случая, может быть выбран в пределах 1,4 – 2,2, что и определяет основной параметр механизма.

Для прогнозирования работоспособности и долговечности ножи гибкоматунного механизма представляется необходимым рассмотреть продольно-поперечный изгиб и вынужден-

параметрические поперечные колебания гибкой части ножа-шатуна.

Движение точки А задано кинематически, она движется по окружности радиуса R , и ее положение вполне определено в каждый момент времени, поэтому речь должна идти о вынужденном шатуне.

Для определения параметров ножа-шатуна наибольший интерес представляет период, когда он находится под действием сил, приходящих к его продольно-поперечному изгибу. Рассмотрение периода, когда действует растягивающая сила необходимо для получения полной картины нагружения и деформации ножа-шатуна.

Для получения оценочных величин кратических усилий, при которых шатун теряет работоспособность (вынуждается) при заданных значениях параметров шатуна, рассмотрим задачу о прогибе стержня под действием продольных и поперечных сил, приложенных в точке А, иначе, продольно-поперечный изгиб стержня. Необходимо при этом строить картину изгиба в разные фиксированные моменты времени по отдельности находить в каждый из них максимальный изгибающий момент в сечениях стержня M_{max} .

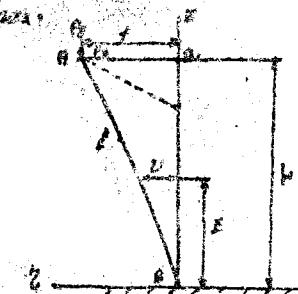


Рис. 4 Расчетная схема к выводу уравнений продольно-поперечного изгиба шатуна

Для удобства построения формы прогиба введем систему координат \bar{x}, \bar{y} с началом в точке В. Ось \bar{x} направлена вертикально вверх, ось \bar{y} образует с ней правую систему координат. Здесь $f = r \sin \varphi$, $\varphi = \omega t$, l — длина шатуна в текущий момент времени $V = f(t)$ — прогиб в текущем сечении.

Конечно, полученные таким образом значения будут приближенными, но они дадут представление о порядке величин явных качественных зависимостей между параметрами в общем виде.

Продольная нагрузка на шатун определяется силой резания F_r , силой сухого трения в направляющей F_{tr} , силами инерции условного ползуна F_b^* . Силу резания в первом приближении считается постоянной, а зависящей от положения кривошипа. Тогда направление сил резания и трения будет одинаковым и направленным в сторону обратную скорости ножа. Обозначим $F_o = F_r + F_{tr}$.

Отсчет угла φ будем вести от крайнего верхнего положения кривошипа против часовой стрелки. Силу реакции со стороны кривошипа на шатун представляем в виде двух составляющих, продольной, не меняющей направления P_x (параллельной оси \bar{x}) и поперечной P_y . При этом из уравнения равновесия сил по оси \bar{x} будет

$$P_x = F_o + F_b^* \quad (9)$$

где P_x является конкретной известной величиной в заданный момент. Составляющая P_y неизвестная, поскольку в принятой

схеме

$$f = \frac{P_x l^3}{3EY} \quad (10)$$

вследствие наличия P_y . Прогибы стержня считаем малыми. Следовательно

$$\begin{aligned} P_x &= F_o + F_b^* && \text{при } K \ll K^* \\ P_y &= F_o + F_b^* && \text{при } K \gg K^* \end{aligned} \quad (II)$$

Уравнение изгиба будет:

$$V'' + \alpha^2 V' = -\alpha^2 D, \quad (12)$$

где V — прогиб, $\alpha^2 = \frac{P_x}{EY}$, $D = \frac{P_y}{EY}$.

Решение уравнения будет иметь вид

$$V(x) = \frac{1}{\alpha} [\sin(\alpha(l-x)) - \sin \alpha l \cos \alpha l] \quad (13)$$

где $A = \alpha l \cos \alpha l - \sin \alpha l$

Критический случай, когда стержень выпучивается будет при $A=0$

Пусть первый (наименьший) положительный корень $\alpha, l=\theta$
Тогда $\alpha_1 = \theta/l$, и значит

$$\frac{\theta l}{l} = \frac{P_x}{EY}, \quad P_x = \frac{\theta^2}{l^2} EY$$

или для каждого рассматриваемого положения кривошипа

$$F_o + F_b^* = \frac{\theta^2}{l^2} EY \quad (14)$$

Так как сила инерции условного ползуна прямо пропорциональна его массе и квадрату угловой скорости вращения кривошипа, то равенство (14) дает критические соотношения. Отсюда, при заданных конструктивных параметрах можно найти

ограничения на величину силы резания, или наоборот, при известной нагрузке найти предельные значения для γ , r , w и др., при которых происходит выпучивание шатуна. Разумеется, затем следует взять меньшие значения из полученных в интервале поворота кривошипа $0 < \varphi < \pi$. Это приведет к стадии конструирования подбирать параметры гибкошатунного механизма так, чтобы избежать критических соотношений.

Проведены такие решения для случаев растягивающего усилия ($P < 0 < 2\pi$, $P_0 < 0$).

В этой главе предложен метод расчета динамических реакций в соединениях гибкошатунного механизма, которые предлагаются определять как геометрическую сумму статических реакций при поперечном изгибе шатуна и динамических реакциях в общем кривошлипно-шатунном механизме с жесткими элементами. Первые были определены выше. Вторые находим, используя метод замкнутого векторного многоугольника.

В результате получены формулы, построены графики зависимости реакции в зависимости от угла поворота кривошипа φ .

Глава 3 посвящена исследование вынужденных поперечных колебаний шатуна и учету дополнительных факторов.

Т.к. в гибко-шатунных механизмах $\varepsilon > 1$ то мы принимаем $\varepsilon = 1$ и используем известную теорию решения дифференциальных уравнений поперечных колебаний стержней, постоянного сечения.

Сопротивление среды (воздуха, ткани) и внутреннее трение в материале шатуна опустим, т.е. их учет необходим при расчете амплитуды колебаний, на резонанссе а у нас такие режимы в эксплуатации недопустимы. Нерезонансные формы вынужденных колебаний можно с достаточной точностью

рассчитывать без учета малого вязкого и внутреннего трения, которое также мало.

Дифференциальное уравнение поперечных (изгибных) колебаний стержня в этом случае имеет вид

$$EIv'' + mv^2 = 0 \quad (15)$$

где m — масса единицы длины стержня,

Используя разделение переменных по методу Фурье, находим решение в следующей форме

$$v(x,t) = v(x) \sin \omega t \quad (16)$$

Решение получается в виде

$$v(x) = \frac{1}{x} \sqrt{(a \cos \omega t + b \sin \omega t)(c \cos \omega t - d \sin \omega t)} \cdot \frac{(s \sin \omega t - c \cos \omega t)}{(s \sin \omega t + c \cos \omega t)}. \quad (17)$$

Характер кривой, описывающей форму будет во многом зависеть от величин угловой скорости кривошипа ω .

Такие кривые надо построить, найти M_{max} и прибавить последние к величинам изгибающих моментов, получающихся при продольно-поперечном изгибе, в соответствующие моменты времени, что форма прогиба при вынужденных колебаниях может оказаться с большими амплитудами при некоторых сочетаниях параметров, дифференциальное уравнение вынужденных колебаний шатуна тогда в общей форме может быть записано в виде

$$EIv'' + F_0 \sin(\omega t)v^2 + mv^2 = 0 \quad (18)$$

Решение уравнения получено в виде

$$U(x) = \frac{B_1}{x^2} (A \sin x - A_1 \cos x) + B_2 (\cos x - \sin x), \quad (19)$$

Критические соотношения параметров находятся после приравнивания характеристического определителя к нулю.

Полученные выражения для формы изгиба шатуна при его вынужденных поперечных колебаниях позволяют уточнить полученные ранее формы прогибов шатуна при продольно-поперечном изгибе. Знание резонансных частот позволяет избегать критических оборотов кривошипа. Поэтому необходимо оценить влияние усилий прорубания на выпучивание гибкого шатуна.

По условиям использования раскройных ручных инструментов с возвратно-поступательно движущимся ножом обычно предусматривается некоторый подъем ножа над несущей пластиной, которая проводится под низ настила. Значит, нож в таких случаях не только режет настил, но и прорубает его.

Эксперименты показывают, что усилие прорубания в несколько раз, а то и на порядок больше усилия резания.

Т.к. время прорубания мало по сравнению со временем одного оборота кривошипа, то для сохранения единой методики расчета выпучивания будем представлять приближенно усилие резания в виде импульса прямоугольной формы.

Наличие импульсивного возрастаия величины F_T до значения $F_{T\max}$ естественно приводит к возрастанию динамических реакций в сочленениях гибкоматунного механизма. Анализ формул для определения реакций показывает, что вид их не меняется при учете усилий прорубания.

Во всех проведенных расчетах предполагалось, что $F_{T0} =$ сила сухого трения в направляющих и она меняется ступенчато в соответствии с силой резания. Конечно, конструктивно стремится к тому, чтобы F_{T0} была по возможности мала. Из литературы известно, что при малой длине и перекосе находящегося в них стержня могут возникнуть большие силы трения в концевых сечениях направляющих.

Появление больших сил трения физически эквивалентно увеличению F_T , что в итоге приводит к выпучиванию гибкой части ножа по достижению кинематических значений.

В гибкоматунных механизмах перекос входящей в направляющие части гибкого шатуна неизбежен. Значит, неизбежно изменение величины силы сухого трения F_T по модулю.

Поэтому была произведена теоретическая оценка этого изменения.

Сначала был рассмотрен случай, когда часть ножа, находящаяся в направляющих рассматривалась как жесткий стержень.

Зазор в направляющих конструктивно мал, поэтому имеем следующие уравнения равновесия для интервала Δt

$$\sum F_{Kx} = -P_x - P_T + F_{T0} + F_{T0}' + F_x = 0$$

$$\sum F_{Ky} = P - M + M_R = 0$$

$$\sum M_B(F_K) = P_x l + P_T l - M_R l = 0 \quad (20)$$

где $F_{T0} = M_R$, $F_{T0}' = M_R$, $l = BC$

M_R , M_R' - нормальные реакции со стороны направляющей

M - коэффициент сухого трения, P - сила тяжести ножа.

Уравнения (20) содержат четыре неизвестных N_1, N_2, P_x, P_y , но величина P_y может быть взята приближенно из известного статического соотношения.

Уравнения (20) и их решения сохранят вид для интервалов $\pi < \psi < 2\pi$.

При износе шатуна точка его контакта с направляющими (в плоском изображении) может оказаться внутри направляющих. Поэтому был рассмотрен случай когда часть ножа, находящаяся в направляющих рассматривалась как стержень с учетом его изгиба, как в одну сторону так и в другую.

Изгибающий момент в текущем сечении шатуна для $\pi < \psi < \pi$ будет

$$M = P_x(b - h - v) + Q(lc - z) + M_0 \quad (21)$$

где b - зазор в направляющих, h - толщина шатуна
 v, z - прогиб,

$$Q = P_x \cdot N_1, M_0 = P_x f + P_y b, b = 0.0$$

Начало отсчета длины прогнутой в направляющих части шатуна. Величина b , подлежит определению, и очевидно будет меняться в зависимости от положения кривошипа ψ . Уравнение прогиба шатуна в направляющих имеет вид

$$\alpha^2 v'' + \alpha^2 v = -\alpha^2 P_x, \\ \alpha^2 \frac{d^2 v}{dx^2} = \frac{P_x}{EJ}, \quad v = -\frac{P_x}{\rho_x} x^2 \quad (22)$$

Решение этого уравнения будет

$$v(x) = \frac{1}{4} \left[(b_1 - b_0) \cos \alpha x - b_1 \right] \sin \alpha x + \quad (23)$$

$$+ \left[b_0 \cos \alpha x - (b_1 - b_0) \sin \alpha x \right] / (\cos \alpha x - 1) +$$

$$+ \left[(b_1 - b_0) \cos \alpha x - b_1 \right] / \alpha x$$

Запишем уравнение равновесия

$$\begin{aligned} \sum F_H &= -P_x + F_{T_1} + F_{T_2} + P_x F_p + F_b'' = 0 \\ \sum F_V &= P_y - M_1, M_2 \\ \sum M_{Ax}(F_p) &= M_1 \end{aligned} \quad (24)$$

Аналогично проведено решение для интервала $\pi < \psi < 2\pi$, где происходит растяжение шатуна.

Для определенных сочетаний параметров реакции M_1, M_2 могут оказаться большими, что конечно приводит к увеличению силы трения в наблюдаемом положении кривошипа - это в свою очередь ведет к изменению силы $F_p = F_x + F_y$, которые входят в решаемое уравнение.

Четвертая глава посвящена экспериментальным исследованиям гибкошатунных ножей и механизмов.

Целью экспериментального исследования явилась проверка работоспособности гибкошатунного механизма раскройного ножа, рассчитанного и изготовленного по рекомендации и выводам теоретической части работы. Ножи изготавливались из пластин стали У7 сечением 0,7 мм, чьи которой изготавливаются обычные ножи для передвижных раскройных машин. Это представляет практический интерес, т.к. сохраняет производственную базу, за которой изготавливаются ножи в условиях предприятий.

В процессе экспериментального исследования решались следующие основные вопросы:

- определение долговечности (ресурса) лезвия пластинчатых ножей передвижных раскройных машин по количеству циклов работы ножа от момента постановки до снятия с машины,
- проверка (стендовые испытания) долговечности гибкой части ножа (условного шатуна) при воздействии переменных

изгибных напряжений,

- проверка устойчивости гибкоматуиных ножей.

Ресурс лезвия пластичных ножей определялся непосредственно в производственных условиях, что обеспечивало получение достоверных данных.

Экспериментальные исследования проводились на трех разработанных и изготовленных стендах:

- стенд для проверки прочности и долговечности гибкоматуиных ножей,
- стенд для определения момента изгиба на ножах,
- стенд для определения формы изгиба шатуна.

Экспериментальные исследования позволили подтвердить основные выгоды теоретической части работы и дать рекомендации по разработке и изготовлению гибкоматуиных ножей в условиях предприятия.

Стойкость ножей передвижных раскройных машин зависит от износа лезвий ножа как в процессе резания ножа, так и в результате их периодической заточки.

Долговечность раскройных ножей определялась длительностью его работы по числу циклов движения вдоль режущей кромки от момента постановки до снятия с машины. Эта длительность, в первую очередь, от материала ножа, раскрашиваемого материала и зависит от параметров настила (числа полотен).

Для определения длительности работы пластичных ножей ПРИ был собран статистический материал на участках раскрытия тканей промышленных предприятий, что позволило получить достоверные данные с учетом производственных условий эксплуатации ножей. Замеры были произведены на МПШО "Большевичка", фабрики гм. Клары Цеткин, акционерного

общества "Марс" на тканях костюмной группы. Нестили из этих тканей являются средними по трудоемкости резания, и в то же время широко используются при изготовлении одежды.

В качестве оценки математического ожидания числа отработанных циклов движения ножа было принято среднее арифметическое:

$$\bar{N} = \sqrt[3]{N_{10}} = 23,57 \cdot 10^6 \text{ циклов} \quad (25)$$

Среднее квадратическое отклонение:

$$\delta_N = \sqrt{3}(N_1 - \bar{N})^2 / 9 = 6,225 \cdot 10^6 \text{ циклов} \quad (26)$$

Для оценки слизости \bar{N} к действительному значению искомой величины определен доверительный интервал при доверительной вероятности 95%.

В связи с тем, что объем выборки мал (число замеров меньше 25) для определения доверительного интервала при принятой доверительной вероятности было принято распределение Стьюдента.

Действительное значение случайной величины определено по формуле: $N = \bar{N} + t \frac{\delta_N}{\sqrt{n}}$

где t - коэффициент, зависящий от принятой доверительной вероятности ($\Phi_0 = 95\%$)

n - число замеров-испытаний.

Для $\Phi_0 = 95\%$ и $n = 10$ значение $t = 2,25$.

Следовательно:

$$N = (23,57 \pm 0,87) \cdot 10^6 \text{ циклов}$$

Это количество циклов было принято для оценки требуемой долговечности гибкоматуинных ножей. Такую долговечность должно иметь как само лезвие ножа, так и его гибкая часть (условный шатун), подверженная периодическому изгибу при работе ножа, т.е. стойкость к износу лезвия ножа должна

соответствовать (быть равной, либо несколько большей) изгибной стойкости его гибкой части.

В результате стендовых испытаний было установлено, что стойкость к многократному изгибу условного шатуна - ножа изготовленного из пластин стали У7 превышает с учетом необходимого запаса прочности $M/(23,34 \pm 0,01) \cdot 10^6$ циклов.

Таким образом поломка ножа вследствие его изгиба не происходит и его долговечность определяется износом лезвия.

Эксперимент показал, что на рабочей скорости машины не происходит потери устойчивости гибкошатунного раскройного ножа, изготовленного из ленты стали У7 сечением $0,7 \times 20$ мм. На рис. 5 показаны формы изгибающей части ножа (условного шатуна).

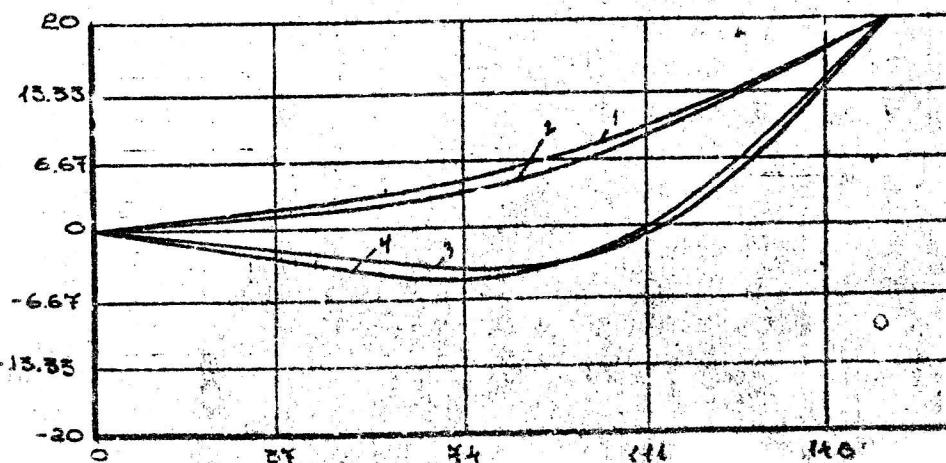


Рис.5 форма изгибающей части ножа.
1,3 расчетные линии.
2,4 экспериментальные линии.

Максимальное расхождение между расчетным и экспериментальным не превосходило 20%. Было отмечено, что резонансная частота лезвия ножа при разгоне машины меньше рабочей частоты. Резонанс не оказывается на качестве работы ножа, т.к. он быстро проходит резонансную частоту в период разгона (в начале включения электродвигателя). Кроме того возрастанию амплитуды поперечного колебания ножа в этот момент препятствует изнашивающая ножа.

Результаты проведенного исследования позволили разработать и изготовить конструкцию макета передвижных машин с гибкошатунным раскройным механизмом.

Лабораторные испытания макета показали его работоспособность и возможность его рекомендации в качестве прототипа для создания образца машины.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Анализ существующих конструкций закройного оборудования с пластинчатыми ножами показал, что использование гибкошатунных раскройных ножей и механизмов является перспективным направлением совершенствования закройных машин, позволяющим упростить конструкцию и уменьшить массу машины.

2. Особенностью работы ножей передвижных раскройных машин является наличие одновременного пильящего и рубящего резания в период внедрения ножа в материал, что определяет характер нагрузки. В этот период на нож действует максимальная технологическая нагрузка. Усилие прорубания зависит от угла резания рубящей кромки, который определяется углом заточки и углом наклона рубящей кромки.

3. Гибкошатунные раскройные ножи входят в структуру исполнительного механизма, выполняя одновременно роль шатуна и ползуна, что определяет его динамические и кинематические характеристики, с учетом того, что длина и массы шатуна и ползуна неизменны.
4. Оптимизация параметров гибкошатунных ножей должна осуществляться из условия обеспечения требуемых запаса прочности и долговечности, отсутствия потери устойчивости гибкой части ножа (условного шатуна) и заклинивания ножа в направляющих.
5. Предложены зависимости, позволяющие определить параметры механизма по известной марке материала ножа с учетом обеспечения заданного коэффициента запаса прочности. Например, для ножей, выполненных из стали У7 при коэффициенте запаса прочности 2,2, значение радиуса кривошипа от 8 до 20 мм, рациональное значение расстояния от оси вращения кривошипа до направляющей лезвия ножа должно находиться в пределах от 95 мм² до 140 мм.
6. Приведенное в диссертации описание формы продольно-поперечного изгиба гибкой части ножа (шатуна) и условия ее выпучивания позволяет находить параметры гибкошатунных ножей, обеспечивающих требуемую устойчивость и долговечность их работы.
7. Предложен метод расчета динамических режимов в сочленениях гибкошатунного механизма, найдены максимальные изгибающие моменты в сечениях условного шатуна, что определяет прочность и устойчивость механизма.
8. Составлены программы и проведены расчеты гибкошатунных ножей и механизмов на ЭВМ при заданных условиях эксплуатации.
9. Исследовано влияние вынужденных поперечных колебаний

- ножа на форму шатуна при его продольно-поперечном изгибе. Установлено, что в период достижения рабочих скоростей машины гибкошатунный механизм проходит через резонанс, который, однако, не оказывается на динамическом состоянии машины в зоне рабочих частот.
10. Установлено, что усилие прорубания материала ножом имеет место на небольшой части цикла его работы, достигая при этом значительных величин. Поэтому при определении условий выпучивания шатуна и расчете нагрузок в кинематических парах механизма следует учитывать импульсивный характер изменения суммарного усилия резания.
- II. Установлено условие возникновения существенных нормальных дарлений в направляющих, приводящих к значительному увеличению продольносоставляющей силы вдоль до заклинивания механизма.
12. Анализ работы пластинчатых ножей на швейных предприятиях показал, что долговечность лезвия составляет $22,54 \pm 81 \cdot 10^6$ циклов. Она определяется интенсивностью как в процессе резания настилов, так и в процессе заточки. Приведенная цифра может быть взята за основу при расчете долговечности гибкошатунного ножа.
13. Изготовлен стенд для проверки долговечности гибкошатунных ножей. Стенд позволяет имитировать изгибные колебания ножа в процессе резания. Установлено, что ножи, изготовленные из стали У7 с размером сечения 0,7 x 20 (из такой полосы изготавливают обычные раскройные ножи), выдерживают число циклов изгиба, большее чем
14. Для проверки устойчивости ножа изготовлен малог с гибкошатунным механизмом, параметры которого рассчитаны по