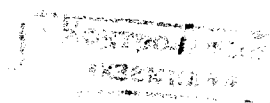


05.03.05

С 605



На правах рукописи

Соломатов Максим Геннадьевич

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА
БЕЗОПРАВОЧНОЙ НАВИВКИ
ОТВЕТСТВЕННЫХ ПРУЖИН СЖАТИЯ**

Специальность 05.03.05. – «Технологии и машины
обработки давлением». Технические науки

Автореферат диссертации на соискание
ученой степени кандидата технических наук

Челябинск
2003

Работа выполнена на кафедре "Машины и технологии обработки материалов давлением" Южно-Уральского государственного университета.

✓ Научный руководитель —
доктор технических наук, профессор Белков Евгений Григорьевич

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор Железков Олег Сергеевич;
кандидат технических наук, доцент Соколов Александр Алексеевич.

Ведущее предприятие — «Белебеевский завод Автономаль», г. Белебей.

Защита состоится «__» _____ 2003 г., в 15 часов, на заседании диссертационного совета Д212.111.03 в Магнитогорском государственном техническом университете им Г.И. Носова по адресу: 455000, г. Магнитогорск, пр. Ленина 38, МГТУ, малый актовыв зал.

Ваш отзыв, заверенный гербовой печатью, просим прислать по вышеуказанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова

Автореферат разослан «__» _____ 2003 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Жиркин Ю.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ



Актуальность работы. Современное производство многоциклового пружинных механизмов в отечественном и зарубежном машиностроении характеризуется все более частым применением высоконагруженных компактных пружин, экономящих монтажное пространство и вес узлов. Особо выражены эти тенденции в многосерийном и массовом производствах, например в автомобилестроении, сельскохозяйственном и тракторном машиностроении, производстве приборов.

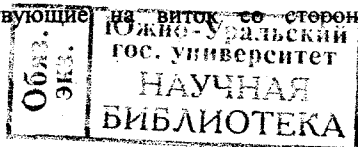
Одно из важных направлений повышения качества пружин — совершенствование технологии изготовления и контроля пружинной проволоки. Неметаллические включения, дефекты поверхности (царапины, риски, обезуглероженный слой) — резко снижают выносливость пружин.

Второе, не менее важное направление, связанное с применением высоконагруженных пружин — совершенствование технологии изготовления, упрочнения и контроля самих пружин в процессе производства. Нарушение технологических режимов формоизменяющих и упрочняющих операций приводит к снижению динамической прочности так как при этом не обеспечивается необходимое напряженно-деформированное состояние, препятствующее раскрытию усталостных трещин. В процессе безоправочной навивки на автоматах нередко возникает два вида неисправимых дефектов: неправильное формообразование поджатых витков приводит к непараллельности торцев, и образование рисков при навивке, особенно при новом непритертом инструменте. Риски являются концентратором напряжений и резко снижают долговечность пружин. Образование риска связано с поперечным нагружением витка в процессе шагообразования, так как при этом проволока стремится вырваться из канавок штифтов и возникают контактные усилия на кромках, приводящие к смятию поверхности витка вплоть до стружкообразования.

На автоматах предусмотрены два механизма шагообразования с существенно разными точками приложения усилия шагообразования. В известной нам литературе нет исследований по определению усилий шагообразования, найдению оптимальной точки их приложения.

А от места приложения усилия шагообразования в значительной степени зависит само усилие и вероятность возникновения риска. Таким образом поиски точки приложения усилия, в которой усилие становится минимальным, является задачей оптимизации. И критерием оптимизации здесь служит минимум значения этого усилия.

Безоправочная навивка пружин по схеме «сжатие + изгиб», как технологическая операция обработки давлением, является малоизученной ввиду своей сложности. В зоне формообразования витка действуют одновременно четыре силовых фактора: изгибающий и крутящий моменты, осевая и перерезывающая силы, вызывающие значительные пластические деформации. Соотношение между этими силовыми факторами неизвестно, а от этого соотношения зависят внешние силы, действующие на виток со стороны



навивочного инструмента. Определению силовых параметров при навивке пружин посвящены работы Пономарева С.Д., Малинина Н.Н., Блишника С.И., Добровольского В.И., Ахмерова А.Ф., Шалина В.Н., Заседателева С.М., Белкова Е.Г. и др. При навивке на оправку в работах Пономарева С.Д., Заседателева С.М. и других авторов решения основаны на двухфакторном нагружении: изгибающим и крутящим моментами. Наиболее близкие решения к нашей задаче выполнены в работах Белкова Е.Г. для безоправочной навивки пружин растяжения с межвитковым давлением. Соотношение между силовыми факторами в зоне пластических деформаций при формообразовании витка найдено при решении задачи трехфакторного нагружения: изгибающим и крутящим моментами и осевой силой. А схема безоправочной навивки пружин сжатия так и осталась неизученной, особенно с точки зрения определения усилия шагообразования.

При расчете деталей машин или строительных конструкций по несущей способности также может осуществляться многофакторное нагружение. Исследованиям в этой области при двухфакторном нагружении посвящены работы Шнейдеровича Р.М., Ржаницина А.Р. и др. Однако в частных решениях для 2-х и 3-факторного нагружения не рассмотрены задачи с перерезывающей силой.

При изготовлении высоконагруженных пружин, упрочняемых пластической осадкой, возникают и другие проблемы, связанные с качеством и настройкой навивочного автомата. Несмотря на малопродуктивный режим выглаживания при шлифовке торцов пружин после осадки снова появляется значительная непараллельность торцов и перпендикулярность их к оси пружины, превышающая требования чертежа. Причина этого явления и методы устранения также до настоящего времени не изучены.

Все вышеизложенное говорит об актуальности темы и позволяет сформулировать цель работы: «Повышение надежности, качества и эффективности при производстве ответственных пружин сжатия за счет изучения и оптимизации процесса безоправочной навивки на автоматах».

Научная новизна и практическая значимость работы сформулированы в заключении реферата.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Работа изложена на 148 страницах и состоит из введения, четырех глав (18 параграфов), заключения, приложений, принятых обозначений, литературных источников (64 наименования), таблиц по тексту — 4, рисунков — 38.

В первой главе дан анализ современного состояния пружинного производства, приведен обзор литературных источников и проблем, возникших на производстве, поставлены задачи исследования. В частности приведены сведения о современных пружинных материалах вообще и более подробно о проволоке для изготовления клапанных пружин. Кратко рассмотрены схемы холодной навивки пружин, более подробно — схема безоправочной навивки пружин сжатия с двумя упорными штифтами. Рассмотрены вопросы качества при изготовлении высоконагруженных многоцикловых ответственных пружин. Этим вопросам посвящена монография Фролова Г.Н., а также последние работы Редькина Л.М., и Шаврина О.И.. В

монографии Лавриненко Ю.А., Белкова Е.Г., Фадеева В.В. приведены результаты исследований последних лет по влиянию многих технологических параметров изготовления и контроля на качество клапанных пружин. В частности приведено влияние рисок на поверхности витков на уменьшение динамической прочности. Показано, что риски от навивочного инструмента приводят к разрушению пружин в малоцикловой зоне кривой усталости, несмотря на невысокий уровень циклических напряжений и дробеметную обработку перед испытаниями. Отмечено, что современная схема навивки пружин сжатия осталась малоизученной ввиду сложности, так как в очаге формообразования витка осуществляется многофакторное нагружение четырьмя силовыми факторами.

Также в первой главе рассмотрены другие вопросы качества.

Вторая глава посвящена исследованию напряженно-деформированного состояния при формообразовании в общей постановке т.е. при комбинированном воздействии четырех силовых факторов: крутящим и изгибающим моментами, осевой и перерезывающей силами (рис. 1.). На рис 2 приведены варианты сочетаний действия силовых факторов. Известные ранее частные решения отмечены звездочками. Например решение задачи сжатие + изгиб (СИ) приведено в работах Шнейдеровича Р.М.. Сжатие + кручение (СК) – в работах Ржаницина А.Р.. Кручение + изгиб (КИ) – в работах Пономарева С.Д., Шнейдеровича Р.М., Заседателева С.М.. Сжатие + кручение + изгиб (СКИ) – в работах Белкова Е.Г., Вершигоры С.М., Кривошапова В.В.. Все вышеуказанные частные решения и общее решение в настоящей работе выполнены методами теории малых упруго-пластических деформаций в предположении простого нагружения при плоско-напряженном состоянии.

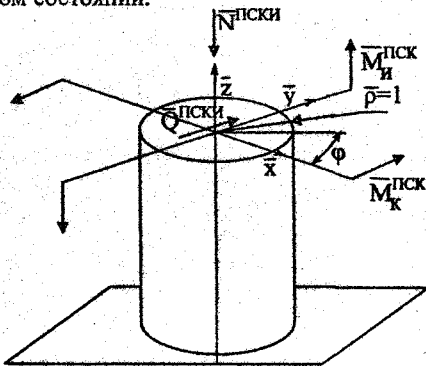


Рис.1. К постановке задачи

На рис 3 и 4 приведены эпюры напряжений и деформаций в относительном виде, т.е. по отношению к пределу текучести или к деформации, соответствующей пределу текучести.

Деформация от перерезывающей силы γ_0 получена в соответствии с формулой Журавского.

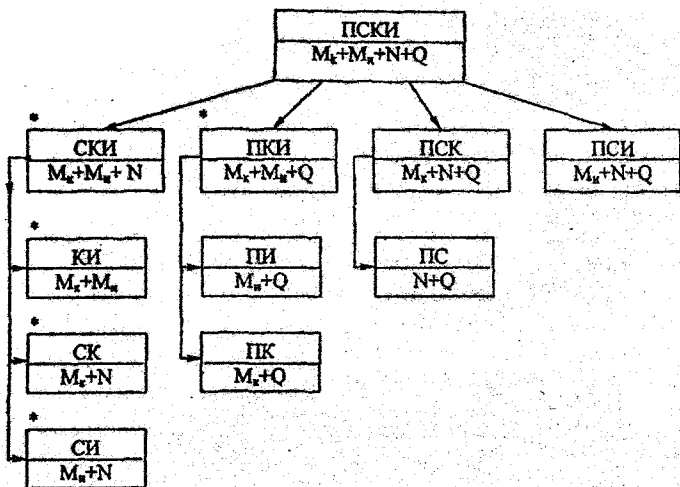


Рис. 2. Варианты сочетаний действия силовых факторов при комбинированной нагрузке. Аббревиатура: П — перерезывающая сила; С — сжимающая или растягивающая сила; К — кручение; И — изгиб. Звездочками отмечены ранее известные частные решения

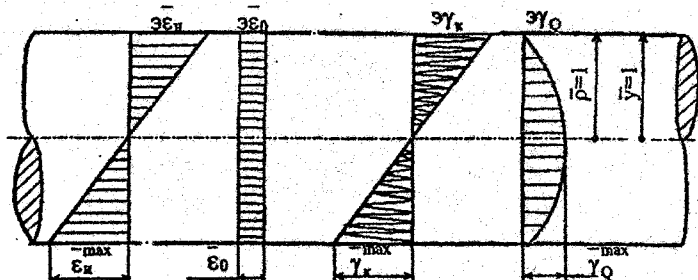


Рис. 3. Эпюры составляющих деформаций в упругой и пластической областях

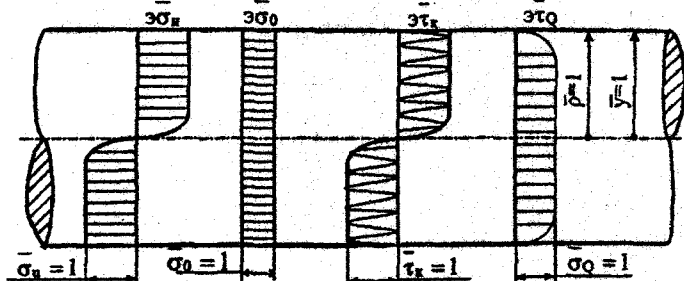


Рис. 4. Эпюры напряжений в пластической области при действии силовых факторов отдельно. В упругой области они подобны эпюрам деформаций

$$\left. \begin{aligned} \bar{\varepsilon}_{\Sigma} &= \bar{\varepsilon}_0 + \bar{\varepsilon}_n = \bar{\varepsilon}_0 + \bar{\varepsilon}_n^{\max} \cdot y = \bar{\varepsilon}_0 + \bar{\varepsilon}_n^{\max} \rho \sin \varphi; \\ \bar{\varepsilon}_0 &= \bar{\varepsilon}_0; \\ \bar{\varepsilon}_n &= \bar{\varepsilon}_n^{\max} \cdot y = \bar{\varepsilon}_n^{\max} \rho \sin \varphi; \\ \bar{\gamma}_K &= \bar{\gamma}_K^{\max} \cdot \bar{\rho} = \bar{\gamma}_K^{\max} \sqrt{x^2 + y^2}; \\ \bar{\gamma}_Q &= \bar{\gamma}_Q^{\max} (1 - y^2) = \bar{\gamma}_Q^{\max} (1 - \rho^2 \sin^2 \varphi). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Физические уравнения (связь между напряжениями и деформациями) также можно записать в относительном виде:

$$\bar{\sigma} = \bar{E}' \bar{\varepsilon}, \quad \bar{\tau} = \bar{G}' \bar{\gamma}, \quad \bar{E}' = \bar{G}' = \frac{\bar{\sigma}_{\text{ли}}}{\bar{\varepsilon}_{\text{ли}}}, \quad (2)$$

где $\bar{E}' = E'/E$, $\bar{G}' = G'/G$ — относительные модули пластичности первого и второго рода (секущие модули), E и G — модули упругости и сдвига.

Введем параметры нагружения, характеризующие отношение максимальных деформаций от осевой силы, крутящего момента и перерезывающей силы к максимальной деформации изгиба:

$$\alpha = \frac{\bar{\varepsilon}_0^{\max}}{\bar{\varepsilon}_{\text{ли}}^{\max}}; \quad \beta = \frac{\bar{\gamma}_K^{\max}}{\bar{\varepsilon}_{\text{ли}}^{\max}}; \quad \delta = \frac{\bar{\gamma}_Q^{\max}}{\bar{\varepsilon}_{\text{ли}}^{\max}}. \quad (3)$$

Учитывая, что соотношение модулей пластичности, представленных в относительном виде, \bar{G}'/\bar{E}' , равно единице, после несложных преобразований с заменой сдвиговых деформаций от кручения и перерезывающей силы на суммарные деформации в декартовых или полярных координатах, можно записать:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\bar{\sigma}_0}{\bar{\sigma}} &= \frac{\alpha}{\alpha + y} = \frac{\alpha}{\alpha + \rho \sin \varphi}; \\ \frac{\bar{\tau}_x}{\bar{\sigma}} &= \frac{\beta y}{\alpha + y} = \frac{\beta \rho \sin \varphi}{\alpha + \rho \sin \varphi}; \\ \frac{\bar{\tau}_y}{\bar{\sigma}} &= \frac{\beta x + \delta(1 - y^2)}{\alpha + y} = \frac{\beta \rho \cos \varphi + \delta(1 - \rho^2 \sin^2 \varphi)}{\alpha + \rho \sin \varphi}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Из трех уравнений, содержащих три неизвестных $\bar{\sigma}$, $\bar{\tau}_x$, $\bar{\tau}_y$, первое не содержит $\bar{\tau}_x$ и $\bar{\tau}_y$, поэтому остается для решения задачи только два последних. Третьим уравнением является условие пластичности Губера-Мизеса, которое записывается в относительном виде:

$$\bar{\sigma}^2 + \bar{\tau}_x^2 + \bar{\tau}_y^2 = 1. \quad (5)$$

Решая совместно (4) и (5), после некоторых преобразований получено распределение напряжений по сечению круглого стержня в момент потери несущей способности при различных сочетаниях параметров комбинированного нагружения α , β и δ в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \bar{\sigma} &= \frac{\alpha + \bar{\rho} \sin \varphi}{\sqrt{(\alpha + \bar{\rho} \sin \varphi)^2 + (\beta \bar{\rho} \sin \varphi)^2 + [\beta \bar{\rho} \cos \varphi + \delta(1 - \bar{\rho}^2 \sin^2 \varphi)]^2}}; \\ \bar{\tau}_x &= \frac{\beta \bar{\rho} \sin \varphi}{\sqrt{(\alpha + \bar{\rho} \sin \varphi)^2 + (\beta \bar{\rho} \sin \varphi)^2 + [\beta \bar{\rho} \cos \varphi + \delta(1 - \bar{\rho}^2 \sin^2 \varphi)]^2}}; \\ \bar{\tau}_y &= \frac{\beta \bar{\rho} \cos \varphi + \delta(1 - \bar{\rho}^2 \sin^2 \varphi)}{\sqrt{(\alpha + \bar{\rho} \sin \varphi)^2 + (\beta \bar{\rho} \sin \varphi)^2 + [\beta \bar{\rho} \cos \varphi + \delta(1 - \bar{\rho}^2 \sin^2 \varphi)]^2}} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Полная потеря несущей способности наступает, когда упругая часть сечения, расположенная ближе к центру, уменьшается до нуля. Для того чтобы проанализировать эволюцию контура упругой части сечения при различных параметрах нагружения проведем совместное решение физических уравнений (2) с условием пластичности (5). После некоторых преобразований получается уравнение четвертого порядка относительно \bar{y} :

$$(\alpha + \bar{y})^2 + [\beta \bar{x} + \delta(1 - \bar{y}^2)]^2 + (\beta \bar{y})^2 = \left(\frac{1}{\sigma_{\text{max}} / E_H} \right)^2 \quad (7)$$

Геометрически оно представляет замкнутую кривую, а при отсутствии перерезывающей силы превращается в кривую второго порядка — эллипс. Итоговый анализ эволюции упругого ядра сечения в пакете символьных вычислений «MAPLE V» представлен на рис 5.

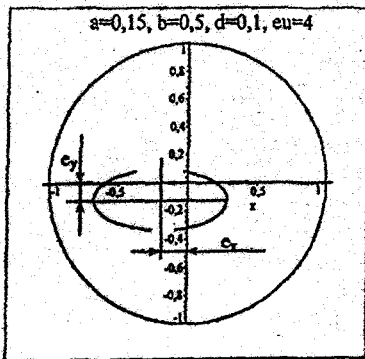


Рис. 5. Итоговая эволюция контура упругой части сечения

При нагружении только изгибающим моментом упругая часть сечения ограничена двумя прямыми линиями. Если при этом добавить крутящий момент, то упругая часть сечения превращается в эллипс. Если еще добавить осевое усилие, то эллипс смещается от центра по оси y . И, наконец, в общем случае, если еще добавить перерезывающую силу, то эллипс, превращаясь в замкнутую кривую четвертого порядка, смещается по оси x . (рис 5).

Оценочные расчеты показали, что можно не учитывать наличие упругой части сечения при параметрах нагружения, соответствующих навивке стандартных пружин, т.е. пружин с индексом $c=D/d=4...12$. При этом погрешность при определении изгибающего и крутящего моментов не будет превышать 1,04% и 1,9% соответственно. Т.е. можно определить соотношение силовых факторов при навивке как для жестко-пластического тела, полагая, что в зоне формообразования образовался пластический шарнир.

Для решения обратной задачи — определения предельных силовых факторов при комбинированном нагружении, запишем уравнения равновесия в виде:

$$\left. \begin{aligned} \bar{M}_И^{\text{пски}} &= \frac{3}{4} \int_0^{12\pi} \int_0^{\pi} \bar{\sigma} \cdot \bar{\rho}^2 \sin \varphi \cdot d\bar{\rho} \cdot d\varphi; \\ \bar{M}_К^{\text{пски}} &= \frac{3}{2\pi} \int_0^{12\pi} \int_0^{\pi} (\bar{\tau}_y \cos \varphi + \bar{\tau}_x \sin \varphi) \cdot \bar{\rho}^2 d\bar{\rho} d\varphi; \\ \bar{N}^{\text{пски}} &= \frac{1}{\pi} \int_0^{12\pi} \int_0^{\pi} \bar{\sigma} \bar{\rho} d\bar{\rho} d\varphi; \\ \bar{Q}^{\text{пски}} &= \frac{1}{\pi} \int_0^{12\pi} \int_0^{\pi} \bar{\tau}_y \bar{\rho} d\bar{\rho} d\varphi. \end{aligned} \right\} (8)$$

Здесь напряжения определяются по формулам (6).

Численное интегрирование уравнений выполнено программой, написанной на языке "DELPHI 3". Программа вычисляет параметры α , β и δ для фиксированных значений одного из силовых параметров нагружения. Графически изображение результатов осуществляется пакетом символьных вычислений "MAPLE V". Результаты решения задачи в общем виде, т.е. в четырехмерном пространстве, представлены таблично.

Результаты решения частных задач трехфакторного нагружения представлены графически в виде 4-х поверхностей предельного нагружения и в виде 6-ти следов сечения поверхностей плоскостями (например, рис 6 и рис 7).

Анализируя результаты расчета можно отметить, что максимальные отклонения условной поверхности нагружения от условной сферы в четырехмерном пространстве составляет от +6% до -11,9% по разным направлениям.

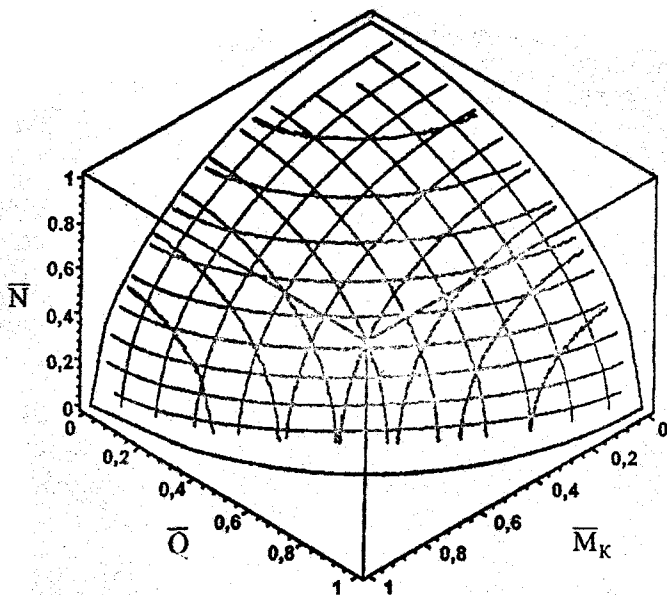


Рис. 6. Поверхность предельного нагружения при действии трех силовых факторов

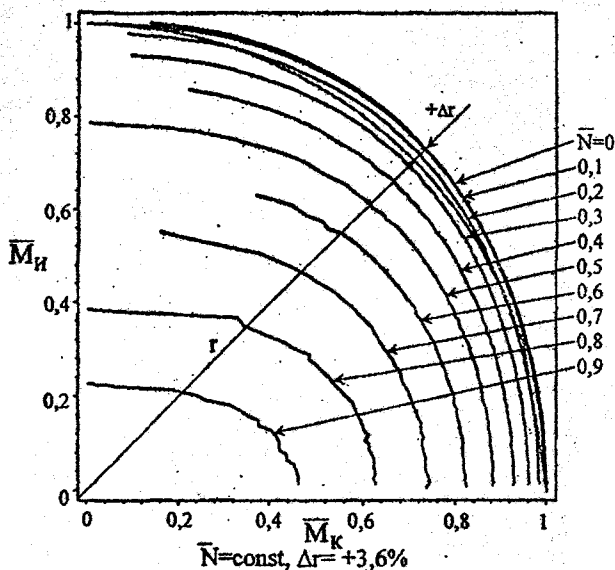


Рис. 7. След сечения предельной поверхности нагружения плоскостями $\bar{N} = \text{const}$, ($\bar{Q} = 0$)

Третья глава посвящена выделению частных решений: СКИ, ПКИ, СК, КИ, СИ, ПИ. Например, для случая кручение + изгиб, полагая в (8) $\alpha = \delta = 0$, после некоторых преобразований и переобозначений получим:

$$\left. \begin{aligned} M_K^{KI} &= B\sigma_s d^3, & M_{II}^{KI} &= A\sigma_s d^3, \text{ где} \\ B &= \frac{1}{6\sqrt{1+3(K')^2}} F\left(\frac{\pi}{2}, K\right); \\ A &= \frac{1}{6\sqrt{3}K'} \left[\sqrt{1+3(K')^2} E\left(\frac{\pi}{2}, K\right) - 6B \right], \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где $F\left(\frac{\pi}{2}, K\right)$ и $E\left(\frac{\pi}{2}, K\right)$ — полные эллиптические интегралы первого и второго рода. Формулы (9) представляют частное решение Заседателяева С.М.

Наибольший интерес представляет частное решение перерезывающая сила + изгиб, не представленное в известной нам литературе, т.е. полученное впервые:

$$\left. \begin{aligned} \bar{M}_u^{PI} &= 3 \int_0^1 \bar{y}^2 \sqrt{\frac{1-\bar{y}^2}{\sqrt{\bar{y}^2 + \delta^2(1-y^2)^2}}} d\bar{y}; \\ \bar{Q}^{PI} &= \frac{4}{\pi} \int_0^1 \frac{\delta(1-\bar{y}^2)\sqrt{1-\bar{y}^2}}{\sqrt{\bar{y}^2 + \delta^2(1-y^2)^2}} d\bar{y}. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Решая уравнения равновесия (10) численным интегрированием в системе "Mathcad 2000", получим кривую предельного нагружения (рис 8а) и зависимость предельного изгибающего момента от относительной длины консольной балки круглого сечения (рис 8б).

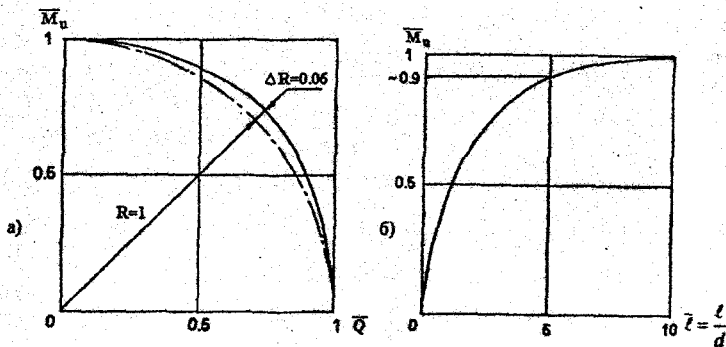


Рис 8. Результат решения частного случая "перерезывающая сила + изгиб".

Анализируя результат можно сделать вывод о том, что при относительной длине консоли $\bar{l} < 5$, ошибка при определении предельного изгибающего момента

без учета перерезывающей силы становится $\geq 10 \%$, т.е. упрощенный расчет становится недостоверным.

Четвертая глава посвящена анализу и оптимизации процесса безоправочной навивки, а также исследованию причин, снижающих качественные характеристики пружин.

Непосредственный техпроцесс изготовления пружин начинается с операции навивка на автомате. Это наиболее ответственная формообразующая операция так как технологические ошибки при настройке навивочного автомата приводят к браку, как правило, неисправимому при дальнейшей обработке пружин. Из всех видов возможного снижения качества (или образования явного брака) следует отметить четыре наиболее важных:

1. Рассеивание геометрических параметров при навивке.
2. Неправильная настройка сортировочной электронной системы.
3. Образование рисок на поверхности проволоки (витков пружины).
4. Непараллельность торцов и их неперпендикулярность к оси пружины.

В настоящей работе приведены исследования по уменьшению двух последних видов брака. Главной причиной образования рисок на боковых поверхностях является поперечное нагружение витка при шагообразовании и значительные контактные нагрузки на боковые грани канавок штифтов. Представляет интерес сравнить разные схемы шагообразования по усилию поперечного нагружения и найти оптимальный угол приложения этого усилия. Как уже было отмечено, безоправочная схема навивки изучена только для схемы навивки пружин растяжения, т.е. без шага.

На рис 9. представлена схема действия сил при шагообразовании. На современных автоматах предусмотрено два механизма шагообразования: с шаговой лапкой (показано пунктиром) и с шаговым клином.

Задача решается с допущениями. Виток получил остаточную кривизну при малом угле φ_0 , поэтому считаем его круговым и пренебрегаем упругой отдачей; полагаем длину канавок штифтов « b » достаточно малой, т.е. считаем моменты \bar{M}_{21} и \bar{M}_{22} сосредоточенными (рис 10). Упрочнение материала не учитываем.

Дифференциальные зависимости расчета кругового бруса в направлении перпендикулярном его плоскости (по работам Биргера И.А.) записываются в виде:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dM_2}{d\varphi} - M_k + Q_2 R &= 0; \\ \frac{dM_k}{d\varphi} + M_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

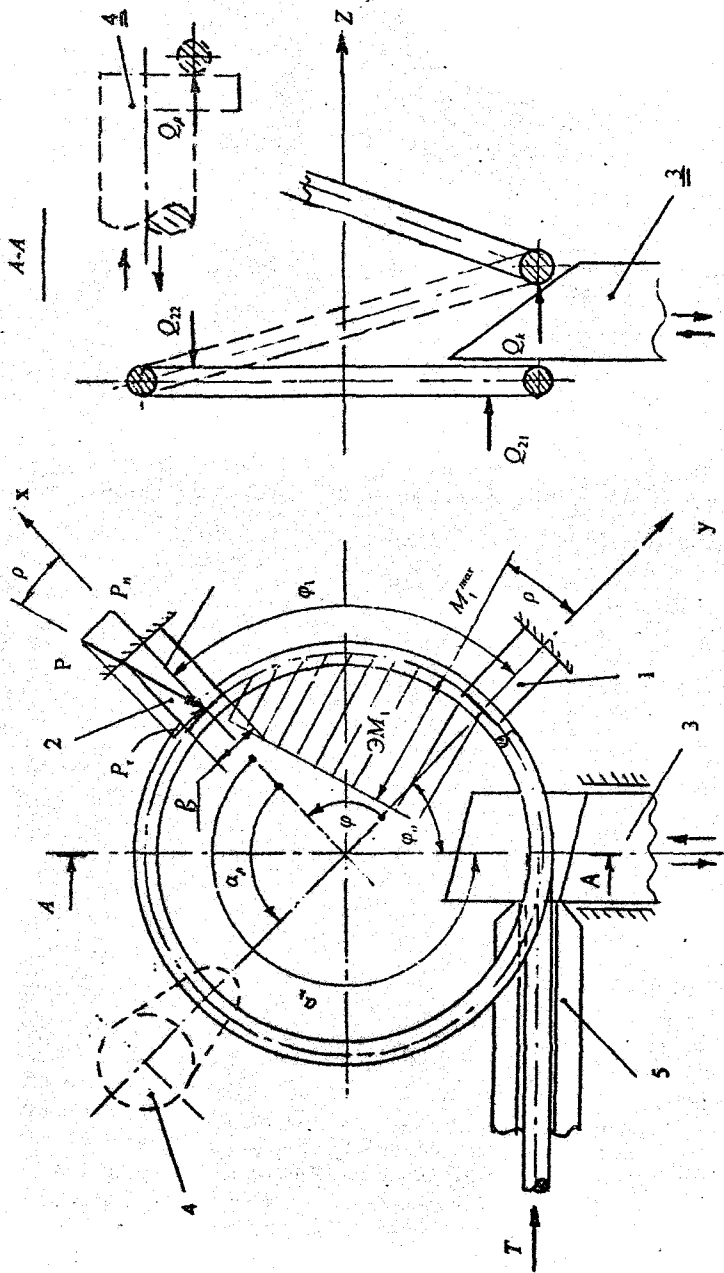


Рис.9. Схема действия сил при навивке:

1, 2 – первый и второй упорные штифты; 3 – шаговый клин; 4 – шаговая лапка; 5 – нагревающая планка

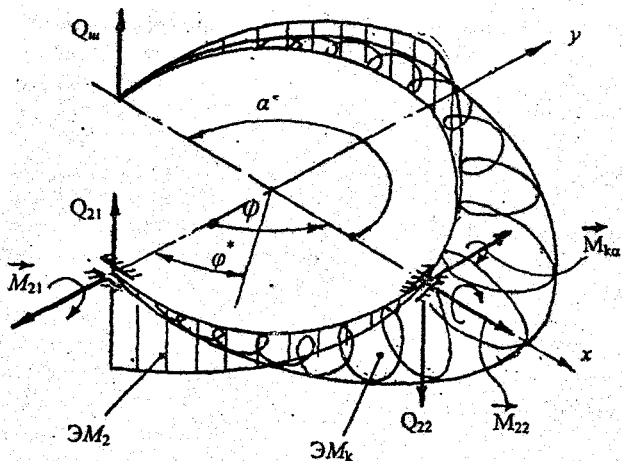


Рис.10. Расчетная схема при нагружении перпендикулярно плоскости навивки

Решая эти уравнения при граничных условиях ($\varphi=0$, $M_k=0$, $\varphi=\varphi_1$, $M_k=-M_{k\alpha}$) после некоторых преобразований получим силовые факторы на участке угла φ :

$$\left. \begin{aligned} M_k &= \frac{Q_2 R (1 - \cos \varphi_1) - M_{k\alpha} \sin \varphi + Q_2 R (\cos \varphi - 1)}{\sin \varphi_1} \\ M_2 &= \frac{M_{k\alpha} - Q_2 R (1 - \cos \varphi_1)}{\sin \varphi_1} \cos \varphi + Q_2 R \sin \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Используя условия равновесия и полагая угол между упорными штифтами равным 90° , после некоторых преобразований силовые факторы можно переписать в виде:

$$\left. \begin{aligned} M_k &= R Q_w [(\sin \alpha + \cos \alpha - 1) \sin \alpha + \sin \alpha (\cos \varphi - 1)] \\ M_2 &= R Q_w [(1 - \cos \alpha - \sin \alpha) \cos \varphi + \sin \alpha \cdot \sin \varphi] \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Эпюры крутящего и изгибающего моментов представлены на рис.10. Рассматривая совместное действие силовых факторов в плоскости навивки и перпендикулярно ей, можно отметить, что наиболее главная составляющая комбинированного нагружения – изгибающий момент в плоскости изгиба. Он в наибольшей степени вводит сечение витка в пластическую область. В этом случае нужен совсем небольшой крутящий момент, а также осевая и перерезывающая силы, чтобы образовался пластический шарнир. Используя материалы главы 2, расчет предельной четырехмерной поверхности нагружения при навивке пружин 2112 – 1007020 дает следующие результаты:

$$\bar{M}_n = 0,992; \quad \bar{M}_k = 0,125; \quad \bar{N} = 0,005; \quad \bar{Q} = 0,006.$$

По результатам расчета видно, что влиянием осевой и перерезывающей силы можно пренебречь, т. к. это влияние составляет менее одного процента. Следует отметить, что с уменьшением индекса пружины влияние этих сил значительно увеличивается.

Для отыскания минимально возможной силы шагообразования и оптимальной точки ее приложения по углу α преобразуем формулу для крутящего момента (13).

$$Q_{ш} = \frac{108\bar{M}_k}{(\sin \alpha + \cos \alpha - 1)\sin \varphi + \sin \alpha(\cos \varphi - 1)} = \frac{108\bar{M}_k}{F(\alpha)}. \quad (14)$$

Минимальное значение усилия шагообразования $Q_{ш}$ имеет при максимальном значении трансцендентной функции $F(\alpha)$, стоящей в знаменателе. Дифференцируем функцию $F(\alpha)$ и принимая угол трения $\rho=10^0$, получим трансцендентное уравнение:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sin \rho + \cos \rho - 1}{\sin \rho} = -0,915, \quad (15)$$

корни решения которого $\alpha_1 = -42,5^0$; $\alpha_2 = +222,5^0$. За значения оптимального угла приложения усилия принимаем второй корень ($\alpha_{опт} = 222,5^0$). Это на практике больше соответствует механизму шагообразования с шаговым клином. Таким образом решена задача оптимизации, где в качестве критерия принят минимум усилия шагообразования. При этом вероятность образования рисков на поверхности витков уменьшается.

Чтобы определить само усилие по формуле (14), необходимо знать величину крутящего момента \bar{M}_k , а он зависит от изгибающего момента в плоскости изгиба:

$$\bar{M}_n = \frac{1}{8} \left\{ 3\bar{\epsilon}_n^{\max} \cdot \arcsin \frac{1}{\bar{\epsilon}_n^{\max}} + \left[5 - \frac{2}{(\bar{\epsilon}_n^{\max})^2} \right] \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{(\bar{\epsilon}_n^{\max})^2}} \right\}. \quad (16)$$

Учитывая, что кривая предельного двухфакторного нагружения $\bar{M}_n - \bar{M}_k$ практически является окружностью, можно записать

$$\bar{M}_k = \sqrt{1 - \bar{M}_n^2}. \quad (17)$$

Результаты расчета усилия шагообразования представлены на рис.11. Кроме того на рис 11 представлены результаты экспериментальных замеров усилия шагообразования в зависимости от угла приложения этого усилия. Замеры проводились с помощью динамометра системы Токаря, тонкой прочной проволоки, транспортира и тонкого щупа. Процесс поддержания навивки после каждого замера проводился с помощью маховика ручного проворота навивочного автомата. Анализируя результаты, можно отметить, что совпадение теоретических и экспериментальных значений достаточно хорошее, что свидетельствует об адекватности разработанной математической модели.

Еще одна причина, снижающая качество пружин — непараллельность и перпендикулярность опорных витков.

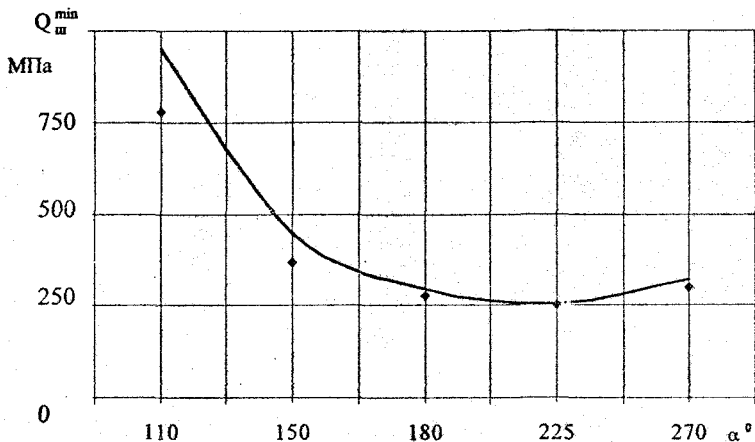


Рис.11. Зависимость усилия шагообразования от угла α

— — теоретическая кривая;
 ◆ — экспериментальные значения

Современное импортное оборудование для шлифовки пружин клапана предусматривает программное сближение кругов и «выглаживание» на последних этапах шлифования. Но и такая технология не всегда позволяет обеспечить параллельность торцов пружин клапана автомобиля ВАЗ 2112—1007020. Суммарные отклонения от параллельности торцов после шлифовки и термоосадки составляют (в разных партиях) от 0,2 до 0,9 мм, вместо 0,6 мм по чертежу.

Почему же это происходит, несмотря на режим «выглаживания»? Анализ ориентации неперпендикулярности и непараллельности по отношению к углу α (см. рис 12) показал, что главной причиной этих отклонений являются неправильно сформированные опорные витки, т.е. этот параметр качества зависит от правильности настройки кулачков механизма шагообразования навивочного автомата. У правильно сформированного опорного витка должен быть равномерным угол подъема спирали. А при неправильно сформированных опорных витках (рис 12 б и в) происходит перешлифовка или недошлифовка в районе 180° . Тогда в процессе термоосадки или холодной осадки перед сортировкой происходит перекося торцов из-за разной высоты сжатых в блок витков при $\alpha=0^\circ$ и при $\alpha=180^\circ$. На рисунке преимущественное направление ориентации неперпендикулярности торцов совпадает с осью X, а непараллельности с осью Y. Это касается пружин с целым числом витков, в том числе и клапанных. В работе предложен новый способ контроля формообразования опорных витков с помощью специального калибра и щупов (рис 12 г). Калибрующая втулка 1 с винтовым торцом равномерного угла подъема одевается на оправку 2 с диаметром, равным внутреннему диаметру пружины 3. С помощью щупа проверяется зазор между пружиной и винтовым торцом калибра. Зазора по всей окружности не должно быть, или он должен быть минимальным. На такой способ контроля подана заявка на изобретение, так как ранее контроль осуществлялся визуально и неточно.

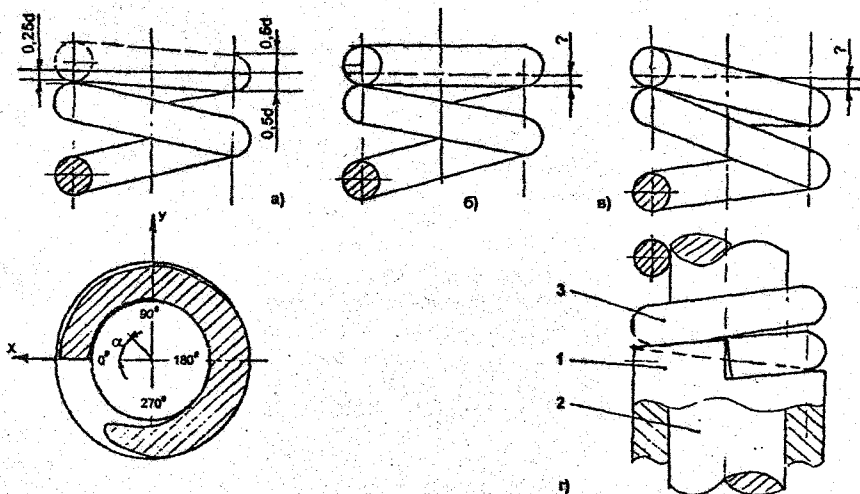


Рис.12. Ошибки при формообразовании опорных витков пружин.

Результаты использования такого калибра показали трудности в перенастройке автомата при изготовлении разных пружин, т.е. трудности в подборе, переточке и регулировке кулачков механизма шагообразования. А непараллельность уменьшилась с $0,2...0,9$ до $0,1...0,3$ мм.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. При безоправочной навивке пружин на автоматах в очаге пластической деформации осуществляется плоско-напряженное состояние при совместном действии четырех силовых факторов: M_K , $M_{и}$, N и Q . По сравнению с пластической зоной размеры упругой зоны сечения незначительны, ее влияние на определение силовых факторов не превышает 1,9%, модуль упрочнения пружинной проволоки мал, поэтому правомерно принять материал жестко пластическим и считать, что в зоне формообразования витка несущая способность сечения исчерпана и образовался пластический шарнир при комбинированной нагрузке.

2. Решена прямая задача: аналитически определено распределение напряжений по сечению в общей постановке, с учетом четырех силовых параметров нагружения. Распределение напряжений представляется в виде сложной функции, интегрирование которой возможно только численным методом. Из общего случая распределения напряжений выделены частные решения для трех и двухфакторного нагружения, полученные ранее другими авторами. Дополнительно к известным данным изучена эволюция контура упругой части сечения. В частности, при нагружении изгибающим, крутящим моментами и осевой силой упругая часть сечения ограничена кривой второго порядка – эллипсом, смещенным по оси y .

Если при этом добавляется перерезывающая сила, то упругая часть сечения превращается в замкнутую кривую четвертого порядка и смещается по оси x .

3. Решена обратная задача в общей постановке: численным интегрированием уравнений равновесия в четырехмерном пространстве определены соотношения силых факторов нагружения, вызывающие потерю несущей способности круглого стержня. Выделены и в некоторых случаях уточнены частные решения, ранее полученные другими авторами для трех и двухфакторного нагружения. По другим частным случаям, в основном связанным с нагружением перерезывающей силой, решения получены впервые. Максимальные отклонения условной поверхности нагружения от условной сферы в четырехмерном пространстве составляет от +6% до - 11,9% по разным направлениям. Установлено, что при осевой или перерезывающей силах более 10% от предельных, их влияние на соотношение изгибающего и крутящего моментов становится заметным и это необходимо учитывать при построении математических моделей процесса навивки и при расчете круглого стержня на несущую способность.

4. Установлено, что при расчете на несущую способность короткой консольной балки круглого сечения уже при относительной длине $l/d \leq 5$ неучет влияния перерезывающей силы дает ошибку $\geq 10\%$ при расчете предельного изгибающего момента. Такой вывод позволяет более обоснованно подходить к расчету технологических усилий при гибке на малые радиусы, навивке малоиндексных пружин, резке с большим зазором, к расчету на прочность деталей машин (оси, цапфы, валы, ступенчатые заклепки), а также к расчетам в строительной механике.

5. Проведен теоретический анализ процесса безоправочной навивки пружин сжатия. Определен оптимальный угол приложения усилия шагообразования. За критерий оптимизации принято минимальное значение этого усилия. При этом резко снижается вероятность образования рисков, царапин на боковой поверхности витков от действия контактных нагрузок со стороны боковых граней канавок упорных штифтов. Экспериментальная работа по определению усилий шагообразования подтвердила правильность теоретических выводов.

6. Впервые установлено, что главной причиной неперпендикулярности и непараллельности торцев при производстве упрочненных пружин сжатия является неравномерный угол подъема опорных витков. Предложенная новая конструкция контрольного приспособления значительно повысила точность настройки автомата, в результате чего практически исчез брак по непараллельности и неперпендикулярности торцев.

7. Обобщая вышесказанное, можно укрупнено отметить:

Научная значимость работы состоит:

- в решении задачи четырехфакторного нагружения круглого стержня,
- в теоретическом анализе процесса безоправочной навивки пружин сжатия, как одной из операций обработки давлением,
- в уточнении обоснованности упрощенных подходов к решению некоторых технологических и конструкторских задач.

Практическая значимость работы состоит:

- в уменьшении вероятности образования рисков на поверхности витков, приводящих к поломкам клапанных пружин в двигателях,

• в уменьшении убытков производства из-за оформления карт отклонения от требований чертежа по перпендикулярности и непараллельности торцев.

К сожалению, в современных экономических условиях машиностроительного производства подробно оценить конкретный экономический эффект в стоимостном выражении довольно сложно. Часть годового экономического эффекта (50 тысяч рублей) приведена в приложении диссертации.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ОПУБЛИКОВАНЫ В РАБОТАХ

1. Соломатов М.Г., Белков Е.Г., Храмыщких Н.Ю. Особенности формообразования опорных витков при безопрессовочной навивке пружин // Обработка сплошных и слоистых материалов: Межвузовский сборник научных трудов /Под ред. Г.С. Гуна. — Магнитогорск: МГТУ, 2003 — С.55–58.
2. Белков Е.Г., Лавриненко Ю.А., Соломатов М.Г. Оптимальный угол приложения усилия шагообразования при безопрессовочной навивке пружин // Вестник Южно-Уральского государственного университета №6. (15). Сер. «Машиностроение» Выпуск 2, — Изд. ЮУрГУ, 2002. — С.41–45.
3. Соломатов М.Г., Белков Е.Г., Лавриненко Ю.А. Несущая способность круглого стержня при комбинированном нагружении изгибающим моментом и перерезывающей силой // Технологии и машины обработки давлением: Юбилейный сборник научных трудов каф. КТБОМД. — Челябинск: Издат. АН РФ, 2003 — С.137–142.
4. Белков Е.Г., Лавриненко Ю.А., Соломатов М.Г. О предельном нагружении круглого стержня при одновременном воздействии изгибающего и крутящего моментов, осевой и перерезывающей сил // Технологии и машины обработки давлением: Юбилейный сборник научных трудов каф. КТБОМД. — Челябинск: Издат. АН РФ, 2003 — С.127–129.
5. Разработка новых технологий производства клапанных пружин, в том числе с применением новых материалов. Отчет по НИР ГР №01.2001.08425. Руководитель темы Белков Е.Г., — Челябинск: ЮУрГУ. — 46 с. Авторы: Закиров Д.Н., Лавриненко Ю.А., Фадеев В.В., Соломатов М.Г. и др.