М311771

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТ

Министерство высшего и среднего специального образования СС

М о с к о в с к о е
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

КУРБАТСКИЙ Михаил Иванович

МАШИННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАМ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

/ 05.05.03 - автомобили и тракторы /

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1977

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

М о с к о в с к о е
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

КУРБАТСКИЙ Михаил Иванович

МАШИННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАМ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

/ 05.05.03 - автомобили и тракторы /

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

1311771
НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана
1311771
Курбатский М.И. Машинное п

Москва 1977

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана.

Научный руководитель –
доктор технических наук, профессор Бочаров Н.Ф.

Официальные оппоненты –
доктор технических наук, профессор Фурунжиев Р.И.

кандидат технических наук,
старший научный сотрудник Никулин В.Н.

Ведущее предприятие – объединение БЕЛАВТОМАЗ

Автореферат разослан " " 1977 г.

Защита диссертации состоится " " 1977 г. в _____ часов на заседании специализированного Ученого Совета по транспортному машиностроению МВТУ им. Н.Э.Баумана по адресу: 107005 г.Москва, Б-5, 2-я Бауманская ул. дом 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Ученого Совета или прислать отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью, по указанному адресу.

Секретарь специализированного Ученого
Совет по транспортному машиностроению,
к.т.н., доцент Л.Колобов

Л 79696 подп. к печ.7.04.77. Объем I п.л. тип.МВТУ.Зак.726
Тираж 100 экз.

МВТУ
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

А к т у а л ь н о с т ь т е м ы. Решениями XXУ съезда КПСС в IO-й пятилетке предусматривается значительный рост выпуска автомобилей всех типов и назначений. В условиях роста производства автомобилей, повышения их технического уровня, качественных и эксплуатационных показателей особую актуальность приобретают работы, направленные на сокращение сроков проектирования новых моделей автомобилей с привлечением наиболее совершенных численных методов анализа и применением ЭЦВМ для реализации алгоритмов, построенных этими методами.

В последние годы усилия многих исследователей в нашей стране и за рубежом направлены на создание систем машинного (автоматизированного) проектирования конструкций. Под системой машинного проектирования понимается комплекс технических и математических средств, предназначенных для автоматизации процессов проектирования с участием человека. Однако если в области создания программного обеспечения процедур решения основных задач системы машинного проектирования рам автомобиля существует довольно эффективный аппарат анализа, то аппарат с и н т е з а несущих систем разработан недостаточно.

Ц е л ь р а б о т ы заключается в разработке алгоритмов и создания программ оптимального проектирования рам грузовых автомобилей с использованием аппарата теории оптимального управления.

М е т о д и к а и с с л е д о в а н и й включала теоретические вопросы применения статистических методов поиска оптимальных конструкций и вопросы моделирования динамики рамы грузового автомобиля. Машинный эксперимент, целью которого являлась проверка теоретического анализа метода случайного поиска по наилучшей пробе в задачах оптимизации несущих систем автомобиля, проводился на ЭЦВМ М-222.

О б ъ е к т и с с л е д о в а н и я: плоская рама лестничного типа грузового автомобиля, подверженная динамическим нагрузкам.

Н а у ч н а я н о в и з н а.

I. Рама автомобиля рассматривается как объект оптимизации, движущийся в многомерном фазовом пространстве, управление которым осуществляется методом случайного поиска по наилучшей пробе .

2. Теоретические исследования рамы как объекта оптимизации

позволили создать три алгоритма оптимизации методом случайного поиска:

а) поиск во всем пространстве параметров с постоянной матрицей коэффициентов;

б) поиск во всем пространстве параметров с переменной матрицей коэффициентов;

в) поузловая оптимизация.

3. Динамика рамы моделируется при движении автомобиля по дороге со случайным микропрофилем с заданными корреляционными характеристиками.

Практическая ценность и реализация результатов работы.

На основании проведенных исследований и выполненных машинных экспериментов созданы программы оптимального проектирования рам грузовых автомобилей с учетом долговечности. Программы написаны на языке АЛГОЛ-60, что позволяет использовать их на любой современной ЭЦВМ.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались и обсуждались на научных семинарах кафедры К-3 МВТУ им. Баумана, на научно-исследовательских конференциях МАДИ (1973-1977 гг.), на заседании НТС завода МАЗ (1977 г.).

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в четырех печатных работах.

Объем диссертации. Диссертация состоит из пяти глав, выводов, приложения и содержит 169 страниц, из них 111 страниц текста, 10 таблиц, 25 рисунков. Приложение содержит 4 программы на АЛГОЛ-60 и их краткие описания. Список литературы включает 101 наименование.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе формулируется задача диссертации с точки зрения общей задачи создания системы машинного проектирования деталей и узлов автомобиля.

Первые работы в области создания системы машинного проектирования узлов автомобиля проделаны Фурунжиевым Р.И. (БПИ), Школьниковым М.Б. и Ласевичем Л.Г. (НАМИ), Дмитриченко С.С., Никулиным В.Н. (НАТИ).

Оптимальным считается проект рамы, имеющей минимальный вес

и выдерживающей динамические нагрузки весь срок эксплуатации автомобиля.

Критерий качества предлагается в виде:

$$W = \frac{\Sigma (|\sigma_i| - \sigma_{ср})}{\sigma_{ср}} , \qquad (1)$$

где σ_i – максимальные напряжения, определяемые в узлах рамы ;

$\sigma_{ср}$ – напряжение, определяемое как среднее из σ_i , то есть

$$\sigma_{ср} = \frac{\sum_{i=1}^{m} |\sigma_i|}{m} . \qquad (2)$$

В о в т о р о й г л а в е производится выбор и обоснование расчетной схемы. На основании обзора работ по исследованию статической и динамической прочности несущих систем автомобиля, выполненных Н.Ф.Бочаровым, В.А.Ошноковым, М.Б.Школьниковым, С.С.Дмитриченко, А.И.Шевченко и др. и на основании экспериментальных исследований, выполненных автором совместно с сотрудниками кафедры К-3 МВТУ им. Н.Э.Баумана, принята расчетная схема, когда напряжениями, ответственными за усталостные разрушения, признаны нормальные напряжения, возникающие при кручении рамы. Так как проектирование есть процесс итеративный, то на начальном этапе машинного проектирования предлагается деформацию всей рамы в целом оценивать углом закручивания φ , определяемым углом относительного поворота двух поперечных сечений рамы, взятых на расстоянии, равном базе автомобиля (рис. I).

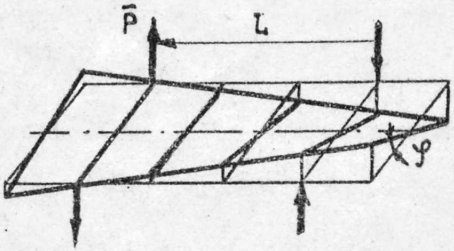


Рис. I. Расчетная схема деформации рамы.

Максимальные напряжения в узлах рамы определяются по формуле

$$\sigma = \frac{M_x}{W_x} + \frac{B}{W_\omega} , \qquad (3)$$

где M_x – изгибающий момент в вертикальной плоскости ;

B – бимомент, W_x – момент сопротивления сечения при изгибе ; W_ω – секториальный момент сопротивления.

Во второй главе также приводятся вывод приближенных формул кручения тонкостенных стержней, полученных как решение дифференциального уравнения кручения тонкостенного стержня $\theta^{IV} = 0$.

Приводится сравнительный расчет крутящих моментов и бимоментов для стержней постоянного сечения швеллерного профиля точными и приближенными формулами.

При построении расчетной схемы с упругими узлами геометрическим способом показывается равенство мер депланации лонжерона и поперечины в узле (рис. 2)

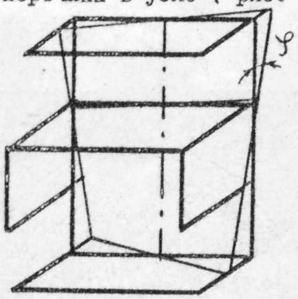


Рис. 2. Депланация узла.

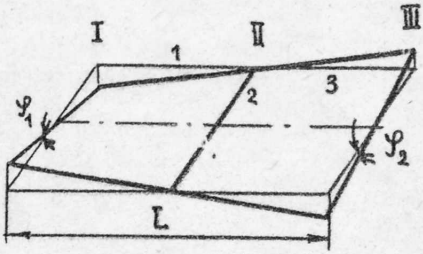


Рис. 3. Влияние размеров сечений I,2,3 стержней на упругие свойства узла П.

В разделе 6 главы второй показывается степень влияния геометрических размеров стержней, сходящихся в узле, на упругие свойства узла, то есть на изменение его меры депланации при изменении размеров стержней. Если в уравнение равновесия бимоментов в узле П (рис. 3) выражения для бимоментов записать приближенными формулами при условии, что меры депланации стержней I,2,3 на концах, противоположных узлу П, равны нулю

$$B_i = \frac{2E\mathcal{J}_{\omega i}}{l_i^2}(3\gamma_i + 2l_i\varkappa);\ i=1,2,3;\ \gamma_i = \frac{l_i}{L}\varphi;\ \varphi = \varphi_1 - \varphi_2 .$$

то мера депланации узла П определится

$$\varkappa = -1{,}5\,\frac{\varphi}{L} . \qquad (4)$$

Отсутствие характеристик сечений стержней в формуле (4) говорит о том, что мера депланации есть величина, слабо изменяющаяся при изменении геометрических размеров стержней, сходящихся в этом узле. Этот факт позволяет в дальнейшем обосновать поузловую оптимизацию и оптимизацию методом случайного поиска во всем пространстве параметров с переменной

матрицей коэффициентов.

Глава третья посвящена машинному проектированию рам автомобиля с учетом долговечности ее. Приводится обзор работ, посвященных вопросу изучения усталостных повреждений деталей и узлов машин.

Анализируя работы С.В.Серенсена, И.А.Одинга, Д.Н.Решетова, В.Вейбулла, В.И.Шевченко, С.С.Дмитриченко, В.Н.Никулина, предлагается для оценки долговечности рамы применять линейную теорию суммирования повреждений.

При зависимости между максимальной амплитудой нагружения и числом циклов до разрушения при данной амплитуде в виде

$$\sigma^m \cdot N = \sigma_{-1K}^m \cdot N_0 = const$$

формула для определения длины пробега по данному участку дороги до появления трещины с учетом особенностей расчетной схемы рамы, состоящей из тонкостенных стержней открытого профиля, получит вид

$$L = \frac{l \cdot \sigma_{-1K}^m N_0}{\sigma_{iea}^m \Sigma \varphi_j^m \cdot n_j} , \qquad (5)$$

где l – длина участка дороги, на котором производится систематизация процесса нагружения, σ_{iea} – напряжение в рассматриваемой точке рамы при единичном угле закручивания, m – котангенс угла наклона кривой усталости, N_0 – базовое число циклов.

Систематизация процесса нагружения проводится методом размахов с приведением к симметричному циклу.

$$a_{np} = a + \psi \cdot a_{cp} , \qquad (6)$$

где a_{np} – амплитуда приведенного цикла, a – амплитуда приводимого цикла, a_{cp} – среднее значение амплитуды приводимого цикла, ψ – коэффициент, учитывающий степень влияния величины среднего значения a_{cp}.

Если решать задачу оптимизации рамы как элемента динамической системы по критерию (I) с учетом ограничений на длину пробега в виде (5), то потери на поиск на каждом шаге будут складываться из: I) потерь на анализ напряженного состояния; 2) потерь на определение длины пробега L.

В разделе 3 главы 3 показано, что структура рамы, составлен-

ной из тонкостенных стержней такова, что если рама была равнопрочной в смысле критерия (I), то при изменении всех размеров сечений в κ раз, она останется равнопрочной.

Случай I. Депланация в узлах рамы запрещена. Расчетная схема, принятая во второй главе, позволяет выразить бимоменты и крутящие моменты формулами:

$$B_i = \frac{6E J_{\omega i}}{l_i L}\varphi \; ; \quad M_i = \frac{12 E J_{\omega i}}{l_i^2 L}\varphi \, , \qquad (7)$$

где l_i – длина i -го элемента рамы, $J_{\omega i}$ – секториальный момент инерции сечения, L – длина рамы, φ – угол закручивания рамы. Из формулы (7)

$$M_i = \frac{2 B_i}{l_i} \, . \qquad (8)$$

Поскольку секториальный момент сопротивления W_ω и момент сопротивления изгибу W_x – величины одного порядка, то вследствие зависимости (8) основную долю напряжений в формуле (3) составляют напряжения от бимомента

$$\sigma_i = \frac{B_i}{W_{\omega i}} = \frac{6E\varphi}{l_i L}\cdot\omega_i \, . \qquad (9)$$

Здесь ω_i – максимальная секториальная координата сечения.

Жесткость рамы при кручении определим из условия, что работа внешнего момента M^E , закручивающего раму, уравновешивается моментами M_i , закручивающими элементы рамы на углы γ_i

$$A = M^E \cdot \varphi = \Sigma M_i \cdot \gamma_i \, .$$

Учитывая расчетную схему и приближенные формулы, получим

$$c_\varphi = \frac{M^E}{\varphi} = \frac{12E}{L}\Sigma\frac{J_{\omega i}}{l_i} \, . \qquad (10)$$

Так как максимальная секториальная координата швеллерного профиля ω и секториальный момент инерции находятся из формул

$$\omega = \frac{H\cdot b}{2}\cdot\frac{H+3b}{H+6b} \; ; \; J_\omega = \frac{H^2 b^3 d}{12}\cdot\frac{2H+3b}{H+6b} \, , \qquad (11)$$

где H, b, d – высота, ширина и толщина профиля, то при изменении размеров сечений так, чтобы

$$H_i = \kappa\cdot H_{oi} \; ; \; b_i = \kappa\cdot b_{oi} \; ; \; d_i = \kappa\cdot d_{oi}$$

из формулы (9) следует $\sigma_i = \kappa^2\cdot\sigma_{oi}$,

а из формулы (I0)

$$c_\varphi = \kappa^6 \cdot c_{\varphi_0} .$$

Так как при изменении размеров в κ раз в выражении (I) критерия качества в κ^2 раз изменятся и числитель и знаменатель, то

$$W = W_0 .$$

Случай 2. Узлы рамы упругие. В этом случае отношение бимоментов и крутящих моментов выражаются формулой

$$B = M \cdot \frac{l}{3} \cdot \frac{3\frac{\varphi}{L} + 2\chi_1 + \chi_2}{2\frac{\varphi}{L} + \chi_1 + \chi_2} \approx M \cdot \frac{l}{3} .$$

Здесь χ_1 и χ_2 – меры депланации концов рассматриваемого стержня.

Поскольку меры депланации в узлах рамы, связанные системой линейных алгебраических уравнений

$$|A_\chi| \cdot \bar{\chi} = \bar{S} \qquad (I2)$$

определяются

$$\chi_i = \frac{\Delta_i(S)}{\Delta} \qquad (I3)$$

где с учетом приближенных формул определитель Δ состоит из элементов, которые представляют собой линейную комбинацию секториальных моментов инерции сечений стержней и их длин

$$a_{ij} = \sum \frac{\alpha_\kappa \cdot J\omega_\kappa}{l_\kappa} ,$$

а вектор $\bar{S}$ состоит из элементов, также являющихся их линейной комбинацией

$$S_m = \frac{3}{L}\varphi \cdot \sum \frac{\beta_m \cdot J\omega_m}{l_m} ,$$

то при изменении всех размеров сечений в κ раз все элементы матриц, входящих в решение системы (I2) изменятся в κ^6 раз. Поэтому

$$\chi_i = \chi_{i0} .$$

Тогда в выражении напряжений от бимоментов

$$\sigma_i = \frac{2E}{l_i}\left(\frac{3}{L} + 2\chi^*_{\Lambda i} + \chi^*_{\Pi i}\right)\omega_i \varphi ,$$

где χ^* – мера депланации узла при единичном угле закручивания рамы, при изменении размеров сечений изменяться будет только максимальная секториальная координата ω_i . Поэтому и в

случае упругих узлов

$$W = W_0 .$$

Глава четвертая посвящена разработке алгоритма оптимизации рамы методом случайного поиска. После анализа работ Р.И.Фурунжиева, Л.А.Растригина и его учеников, посвященных применению статистических методов поиска в прикладных задачах оптимального проектирования, предложено использовать для оптимизации рамы метод случайного поиска по наилучшей пробе, алгоритм которого заключается в следующем:

$$\left.\begin{aligned} &\bar{y}[n+1] = \bar{y}[n] + \Delta\bar{y}_H[n]; \quad n = 0,1,\ldots; \quad \Delta\bar{y}_H[n] = h\cdot|s|\cdot\bar{\xi}; \\ &(\bar{y}[n] + \Delta\bar{y}_H[n]) \subset \bar{y}_{доп}; \\ &W(\bar{y}[n] + \Delta\bar{y}_H[n]) = \min W_j\,(\bar{y}[n] + \Delta\bar{y}_j[n]); \\ &W(\bar{y}[n] + \Delta\bar{y}_H[n]) \le W(\bar{y}[n]). \end{aligned}\right\} \qquad (14)$$

Здесь $\bar{y}$ – вектор параметров, h – общий шаг поиска, $\bar{\xi}$ – случайный вектор с равномерным законом распределения; $|s|$ – диагональная матрица приращения по оптимизируемым параметрам

$$|s| = \begin{vmatrix} s_1, & 0, & \cdots \\ \cdots & \cdots & \cdots \\ 0, & \cdots & s_m \end{vmatrix} \qquad (15)$$

m – число оптимизируемых параметров.

Значения элементов диагональной матрицы коэффициентов должны быть такими, чтобы изменение критерия качества W было бы возможно одинаковым, если делать поочередно шаги вдоль всех осей координат, то есть

$$\Delta W(y_1+\Delta y_1, y_2, \ldots, y_m) \approx \Delta W(y_1, \ldots, y_i+\Delta y_i, \ldots, y_m) \approx \ldots \qquad (16)$$
$$\ldots \approx \Delta W(y_1, \ldots, y_m+\Delta y_m).$$

При этом в формуле (14) $h = \xi_i = 1$, $(i = 1,2,\ldots,m)$.

Анализ степени влияния изменения высоты, толщины и ширины полки швеллерного профиля на изменение напряженного состояния проведен в разделе 3 главы 4. Учитывая формулы (7), (8) и (9) получаем, что элементы диагональной матрицы, соответствующие высоте H и ширине β профиля, целесообразно брать одинаковыми, то есть $s(H_i) = s(\beta_i)$.

Величина каждого элемента матрицы определялась по правилу

$$S_i = (\sup y_i - \inf y_i) / q ,$$

где $\sup y_i$ – верхняя граница параметра y_i; $\inf y_i$ – нижняя граница параметра y_i; q – постоянный для всех параметров коэффициент. При $q = 20$ выбираем так, что $S(H) = S(b) = 1{,}5$ см, $S(d) = 0{,}1$ см.

Так как принята расчетная схема, по которой полка и стенка участка лонжерона между поперечинами имеют форму трапеции, а при определении напряженного состояния принимается, что участок лонжерона между двумя соседними поперечинами имеет постоянное по длине сечение, равное среднему сечению элемента, то коэффициенты матрицы приращения для лонжерона брать вдвое больше, чем для поперечины, то есть если для высот профилей и ширины полок поперечины $S = 1{,}5$ см, то для лонжерона $S = 3$ см. Соответственно для толщины профилей: поперечины $S = 0{,}1$ см, для лонжерона $S = 0{,}2$ см.

В разделе 4 главы 4 описана блок-схема программы, реализующей поиск во всем пространстве параметров с постоянной матрицей коэффициентов (I5).

Машинные эксперименты при создании этой программы заставили особо обратить внимание на функцию блока II (рис. 4). Этот блок в программе позволяет зафиксировать значение среднего напряжения $\sigma_{ср}$, входящее в критерий качества, при первой попытке в первом шаге. Это дает возможность сделать " мишень ", которой является $\sigma_{ср}$ (так как алгоритм поиска требует совпадения всех σ_i с $\sigma_{ср}$), "неподвижной ". Эта мера, как показал машинный эксперимент, оказалась очень эффективной. При этом эксперименте также было выбрано значение h, при достижении которого необходимо остановить счет. Считаем, что после уменьшения величины шага в I0 раз значение критерия качества W уменьшается настолько незначительно, что при достижении I0-ти кратного уменьшения шага целесообразно прекратить поиск.

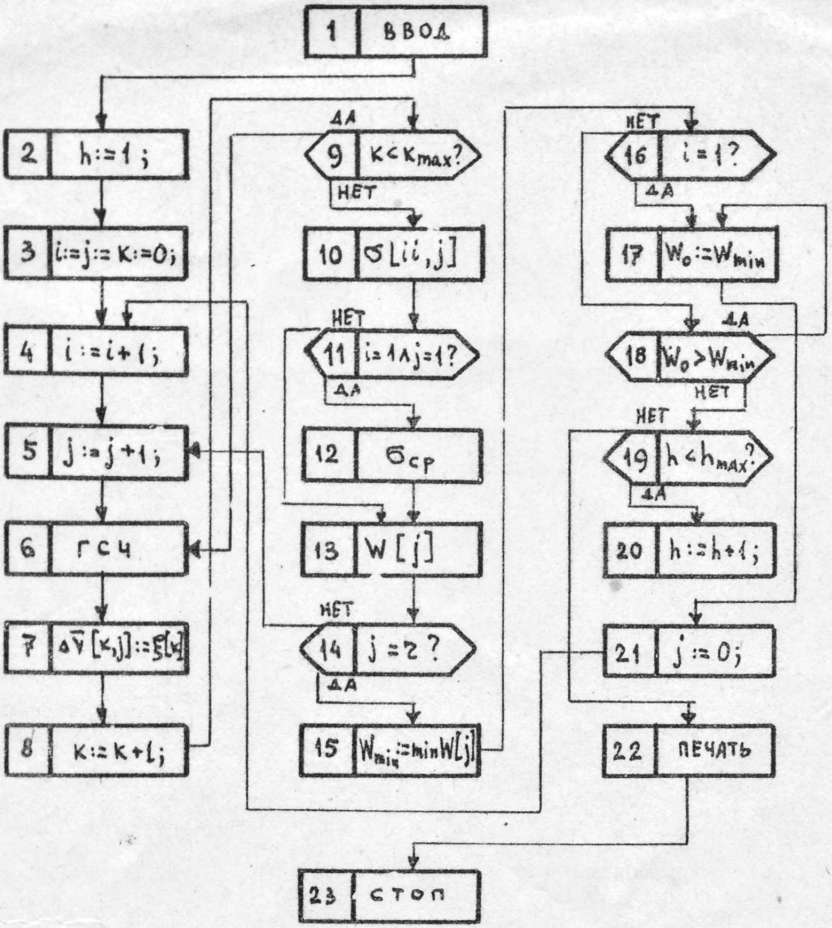


Рис. 4. Блок-схема оптимизации по всем параметрам с постоянной матрицей коэффициентов.

На рис. 5 приведен результат оптимизации по программе, блок-схема которой приведена на рис. 4. По оси абсцисс откладываются номера точек рамы, в которых определялись напряжения, по оси ординат – отношение напряжения в данной точке к среднему значению $\tilde{\sigma}_i = \frac{\sigma_i}{\sigma_{ср}}$.

Заметно, что точки 7 и II на кривой 2 еще далеки от единичной линии, а поиск уже прекращен.

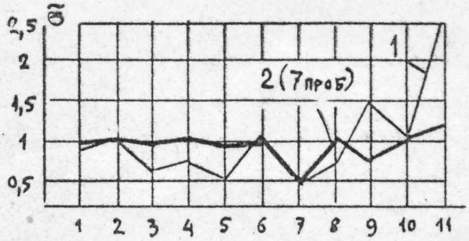


Рис. 5. Результат оптимизации во всем пространстве параметров с постоянной матрицей коэффициентов.

В разделе 5 главы 4 приводится анализ изменения напряженного состояния рамы при изменении размеров стержней, сходящихся в одном узле. Из рисунка 6 с учетом приближенных формул:

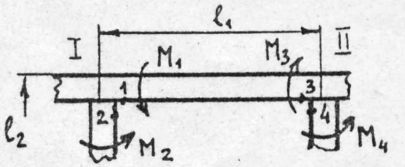


Рис. 6. К обоснованию поузловой оптимизации.

$$\sigma_1 = \frac{B_1}{W\omega_1} + \frac{M_2 + M_1(Q)}{W_{x_1}}; \quad \sigma_2 = \frac{B_2}{W\omega_2} + \frac{2B_1}{W_{x_2} \cdot l_1};$$

$$\sigma_3 = \frac{B_3}{W\omega_3} + \frac{M_4 + M_1^{\text{и}} + \frac{2B_1}{l_2}}{W_{x_3}}; \quad \sigma_4 = \frac{B_4}{W\omega_4} + \frac{M_3}{W_{x_4}}. \qquad (17)$$

Анализ этих формул показывает, что при изменении размеров лонжерона и поперечины у узла I изменяются более всего напряжения σ_1 и σ_2.

Оптимизация во всем пространстве параметров эффективна тогда, когда начальные размеры выбраны таким образом, что все напряжения σ_i не очень сильно отличаются друг от друга. В противном случае велика вероятность того, что на данном шаге сильная неравномерность напряжений не будет ликвидирована во время всех проб на этом шаге. Тогда в соответствии с алгоритмом произойдет принудительное уменьшение шага поиска. А это в свою очередь повышает вероятность того, что большая неравномерность сохранится, так как уменьшение шага означает ослабление управления оптимизируемой системой.

От этого недостатка свободен метод поузловой оптимизации, который заключается в том, что поиск ведется не во всем пространстве параметров, а лишь в подпространстве 6-ти параметров, то есть изменяются на данном этапе размеры стержней, сходящихся в одном узле.

Метод поузловой оптимизации основан на том, что изменение геометрических размеров стержней, сходящихся в узле, в первую очередь влияет на изменение напряженного состояния именно этого узла (формула I7).

Отличие его от поиска во всем пространстве параметров заключается в том, что приращения осуществляются по формулам

$$\Delta\bar{y} = a \cdot h \cdot |s| \cdot \bar{\xi} \; ; \qquad a = \begin{cases} 1, & \text{если } y_i \in y_{уз}; \\ 0, & \text{если } y_i \notin y_{уз}. \end{cases} \qquad (18)$$

Здесь $y_{уз}$ – множество параметров, принадлежащих рассматриваемому узлу.

Останов в алгоритме поузловой оптимизации происходит по условию

"стоп", если $\gamma = \frac{1}{10} h_0 \wedge y_{уз} = y_p$ (19)

$\wedge$ – логический знак "и"; p – число узлов в раме.

Результат поузловой оптимизации приведен на рис. 7.

Алгоритм поиска во всем пространстве параметров с переменной матрицей коэффициентов основан на том, что при изменении размеров элементов одного узла напряженное состояние остальных

узлов изменяется, но тем меньше, чем дальше от данного узла они находятся. Поэтому целесообразно элементы матрицы |S| делать переменными и делать их максимальными для параметров, соответствующих данному узлу и уменьшать, например, по параболическому закону, по мере удаления от рассматриваемого узла. Останов поиска осуществляется по условию (I9).

Результат оптимизации с переменной матрицей приведен на рис. 7.



Рис. 7. Результат поузловой оптимизации и оптимизации с переменной матрицей коэффициентов.

Г л а в а п я т а я посвящена вопросам моделирования динамики автомобиля с целью создания алгоритма оценки долговечности рамы. Динамическая система, эквивалентная автомобилю с рамой, податливой на кручение, описывается системой дифференциальных уравнений с I0 степенями свободы.

Алгоритм синтеза микропрофиля дорог основан на принципе преобразования последовательности $\chi[n]$ независимых нормально распределенных случайных чисел с параметрами (0,I) / дискретный " белый шум " / в последовательность $q[n]$, коррелированную по закону $R[n] = R[n \cdot \Delta h]$

Расчеты, произведенные на ЭЦВМ М-222 показали, что при увеличении размеров сечений рамы и при соответственном увеличении жесткости долговечность рамы тем не менее проявляет склонность уменьшаться. Это является недостатком элементов с открытым профилем, так как при увеличении размеров сечения увеличивается наибольшая секториальная координата и, следовательно, увеличиваются нормальные напряжения от бимоментов (формула 9). А так как единичное напряжение $\sigma_{i\omega}$ входит в знаменатель формулы (5), то долговечность должна уменьшиться. Поскольку расчет рамы является приближенным, то расчет долговечности на математической модели по разработанному алгоритму может быть только ориентировочным.

В Ы В О Д Ы

I. Разработанные методы случайного поиска являются достаточно эффективными в задаче оптимизации рамы лестничного типа, состоящей из стержней открытого профиля.

2. Так как машинное проектирование рам автомобилей есть процесс итеративный, то на начальной стадии этого процесса вполне допустимо оптимизацию рамы лестничного типа, состоящей из тонкостенных стержней открытого профиля, проводить для случая деформации кручения, пренебрегая деформацией изгиба стержней.

3. Исследование структуры рамы, состоящей из тонкостенных стержней открытого профиля показало, что задача оптимизации рамы как элемента динамической системы может быть разделена на две независимые. Первая часть задачи решается методами многопараметрической оптимизации по критерию равнопрочности без учета долговечности и оптимизация ведется путем изменения одного параметра. Это позволило на порядок сократить машинное время оптимизации.

4. Определение долговечности на математической модели с использованием принятой расчетной схемы дает возможность оценить ее приближенно.

5. Наибольшая эффективность поузлового поиска отражает факт принципиальной возможности разбиения рамы как системы на подсистемы. Это позволит в дальнейшем применять для анализа напряженного состояния при оптимизации рамы более точные методы.

Основное содержание диссертации изложено в работах:

I. Курбатский М.И. Влияние геометрических размеров стержней на упругие свойства узлов рамы "Известия ВУЗов. Машиностроение" № 9, 1975.

2. Курбатский М.И., Бочаров Н.Ф. Оптимальное проектирование рам автомобилей с учетом долговечности. "Известия ВУЗов. Машиностроение" № 7, 1976.

3. Бочаров Н.Ф. ,Курбатский М.И. Расчет автомобильных рам на прочность. Учебное пособие. МВТУ, 1977.

4. Бочаров Н.Ф., Курбатский М.И. Машинное проектирование рам грузовых автомобилей методом случайного поиска по наилучшей пробе."Известия ВУЗов.Машиностроение", № 4, 1977.