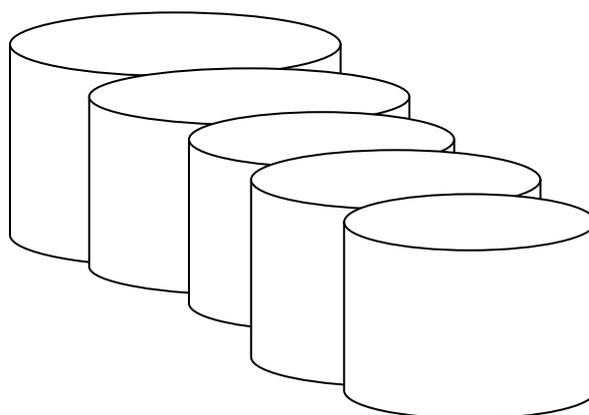


**А.С. КЛИНКОВ, М.В. СОКОЛОВ,  
В.И. КОЧЕТОВ, В.Г. ОДНОЛЬКО**

# **ИНЖЕНЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ СМЕСИТЕЛЬНОГО И ВАЛКОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ**



**Тамбов  
◆ Издательство ГОУ ВПО ТГТУ ◆  
2010**

Учебное издание

КЛИНКОВ Алексей Степанович,  
СОКОЛОВ Михаил Владимирович,  
КОЧЕТОВ Виктор Иванович,  
ОДНОЛЬКО Валерий Григорьевич

**ИНЖЕНЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ СМЕСИТЕЛЬНОГО  
И ВАЛКОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Учебное пособие

Редактор З.Г. Чернова  
Инженер по компьютерному макетированию М.С. Анурьева

Подписано в печать 20.08.2010  
Формат 60×84/16. 4,75 усл. печ. л. Тираж 100 экз. Заказ № 355.

Издательско-полиграфический центр ГОУ ВПО ТГТУ  
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14  
Министерство образования и науки Российской Федерации

**Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Тамбовский государственный технический университет»**

**А.С. КЛИНКОВ, М.В. СОКОЛОВ,  
В.И. КОЧЕТОВ, В.Г. ОДНОЛЬКО**

**ИНЖЕНЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ  
СМЕСИТЕЛЬНОГО И ВАЛКОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Утверждено Учёным советом университета  
в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся  
по направлениям подготовки магистров 150400 и 151000



---

Тамбов  
Издательство ГОУ ВПО ТГТУ  
2010

УДК 621.929.3(075.8)

ББК Л710.2-5я73

И622

Р е ц е н з е н т ы:

Доктор технических наук, профессор ГОУ ВПО ТГТУ

*Н.П. Жуков*

Кандидат технических наук

заместитель директора ОАО "НИИРТмаш"

*В.Н. Шашков*

И622 Инженерная оптимизация смесительного и валкового оборудования : учеб. пособие / А.С. Клинков, М.В. Соколов, В.И. Кочетов, В.Г. Однолько. – Тамбов : Изд-во ГОУ ВПО ТГТУ, 2010. – 80 с. – 100 экз. – ISBN 978-5-8265-0929-6

Рассмотрены современное состояние и перспективы развития расчёта и оптимизации конструктивных параметров смесительного и валкового оборудования для механической и физико-технической обработки полимерных материалов. Особое внимание уделено постановке и решению задач минимизации массы основных тяжёлонагруженных деталей применяемого оборудования.

Предназначено для студентов, обучающихся по направлениям подготовки магистров 150400 «Технологические машины и оборудование» и 151000 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» при выполнении курсовых проектов и магистерских диссертаций по разработке конструкций минимальной массы смесительного и валкового оборудования.

УДК 621.929.3(075.8)

ББК Л710.2-5я73

**ISBN 978-5-8265-0929-6**

© Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Тамбовский государственный технический университет» (ГОУ ВПО ТГТУ), 2010

## ВВЕДЕНИЕ

---

---

В условиях рыночной экономики предприятие по переработке полимерных материалов сможет оставаться конкурентоспособным лишь в том случае, если будет использовать современную технологию производства, прогрессивное оборудование минимальной металлоёмкости и затрачивать на производство минимальное количество энергоресурсов.

Перевооружение производства предусматривает привлечение существенных инвестиций. Более целесообразным, по нашему мнению, в сложившихся экономических условиях будет модернизация существующего оборудования путём замены его основных рабочих узлов и деталей на новые, спроектированные на основе современных методов расчёта, учитывающих минимизацию их массы и качество конечного продукта.

Базовым оборудованием для получения различных рулонных материалов, определяющих производительность линии и качество полученных изделий, являются смесительное и валковое оборудование: смесители периодического РС и непрерывного СН действия; вальцы и каландры. Основными рабочими органами этих машин являются: обогреваемые (охлаждаемые) валки, вращающиеся навстречу друг другу с одинаковыми или различными окружными скоростями, оси которых расположены в горизонтальной плоскости; смесительные органы (роторы, шнеки), вращающиеся навстречу друг другу или в разные стороны с одинаковыми или различными окружными скоростями, оси которых расположены в горизонтальной плоскости.

Валки, станины, смесительные камеры, материальные цилиндры и другие несущие узлы смесительных и валковой машин должны обладать достаточными прочностными характеристиками и выдерживать расчётные силовые нагрузки.

В учебном пособии представлены новые методы расчёта, приведены алгоритмы и программное обеспечение, позволяющие производить автоматизированный расчёт и проектирование конструкций смесительного и валкового оборудования. С их помощью можно рассчитать конструктивные параметры основных тяжёлонагруженных деталей при условии минимальной их массы и ограничениях на прочность их материала (жёсткость, устойчивость конструкции).

Разработанные авторами методики базируются на теоретических и экспериментальных исследованиях процесса пластикации, смешения и диспергирования высоковязких полимерных композиций в двухшнековых экструдерах и на валковых машинах.

# 1. РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СМЕСИТЕЛЕЙ

## 1.1. Расчёт основных деталей резиносмесителей

### 1.1.1. Расчёт нижнего затвора резиносмесителя

В существующих конструкциях резиносмесителей выгрузка приготовленной смеси осуществляется через отверстия, размещённые, как правило, в нижней части смесительной камеры. В смесителе типа Бенбери [1] разгрузочное окно закрывается скользящей дверцей, перемещаемой с помощью пневмоцилиндра. В ряде современных конструкций, например, в резиносмесителе типа РС [1] во избежание заклинивания скользящей дверцы в направляющих выполнен в виде откидной крышки с гидроприводом (рис. 1).

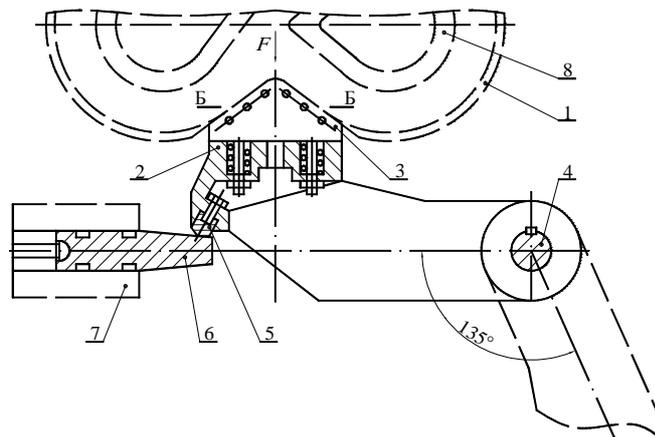


Рис. 1. Нижний затвор

Основными конструктивными элементами механизма являются конусообразная запорная плита 3, укрепляемая через амортизирующие прокладки на опоре нижнего затвора 2. Запорная плита 3 и нижняя плита поворачиваются на  $135^\circ$  гидромотором, соединённым с валом 4. Для удержания запорной плиты в закрытом состоянии предусмотрено устройство, выполненное в виде клиновидной плиты 6, установленной в направляющей раме 7, и приводится в действие от поршня вспомогательного гидроцилиндра.

В процессе изготовления резиновой смеси на стенки камеры смесителя 8 и в частности на поверхность запорной плиты давление в серповидном зазоре при вращении роторов 1 может достигать до  $p_{\max} = 4$  МПа. Это обстоятельство предъявляет повышенные требования к расчёту на прочность и жёсткость нижнего затвора, подверженного действию усилия  $F$ , величина которого определяется как произведение давления  $p_{\max}$  на площадь поперечного сечения запорной плиты Б-Б (рис. 1):

$$F = p_{\max} A_0, \quad (1)$$

где  $A_0$  – площадь поперечного сечения запорной плиты плоскостью Б-Б, определяется по формуле  $A = ab$  [мм<sup>2</sup>]. Здесь  $a$  и  $b$  размеры разгрузочного окна в плане;  $p_{\max}$  – максимальное давление резиновой смеси на поверхности запорной плиты в серповидном зазоре определяется по формуле [1]:

$$p_{\max} = 3m^n R^n N_p^n (30^n h_0^n), \quad (2)$$

где  $m$  и  $n$  – реологические константы резиновой смеси [1];  $R^n$  – радиус смесительной камеры;  $N_p$  – частота вращения ротора смесителя;  $h_0$  – минимальный зазор, образованный площадкой гребня и стенкой камеры.

Существующая в настоящее время конструкция нижнего затвора, на наш взгляд, выполнена без должного конструктивного и прочностного анализа. Некоторые несущие элементы конструкции имеют чрезмерно завышенную массу, причём приблизительные методы расчёта не дают возможности вычислить концентрацию напряжений в зоне отверстий и определить радиусы перехода в местах сопряжений кронштейна с опорной плитой.

Основная цель данной работы предложить оптимальный вариант конструкции нижнего затвора, удовлетворяющего условиям прочности, жёсткости при минимальной массе.

Нижний затвор представляет собой пластинчато-стержневую конструкцию, состоящую из опоры (кронштейн), шарнирно закреплённой с валом и клиновидной плитой, и собственно самой клиновидной плиты, жёстко закреплённой в направляющие рамы. Усилие  $F$  через конусообразную запорную плиту в виде распределённого по площади давления  $p$  (МПа) передаётся на опору нижнего затвора (рис. 2). Расчётная схема нижнего затвора как пространственно

пластинчато-стержневая система изображена на рис. 3, а. Распределённое по площади опоры  $p$  (МПа) давление заменено погонной нагрузкой  $q=F/l_1$ , [Н/м], линия действия которой проходит через центр опорной площадки вдоль её наибольшей стороны.

Формы поперечных сечений опоры и клиновидной плиты показаны на рис. 2. При этом в целях упрощения вычисления геометрических характеристик поперечное сечение опоры (рис. 2) заменено равновеликим по площади и габаритам приведённым сечением (рис. 3, б) без учёта отверстий, что практически не сказывается при вычислении напряжений методом сопротивления материалов:

$$A=A_1+A_2+A_3=b_1h_1+b_2h_2+b_3h_3,$$

где  $A$  – площадь сечения без учёта отверстий и углублений;  $A_1, A_2, A_3$  – площадь сечений отдельных элементов опоры;  $b_1, b_2, b_3$  – реальные наибольшие размеры элементов опоры;  $h_1, h_2, h_3$  – толщины элементов опоры, определяются без учёта отверстий и углублений.

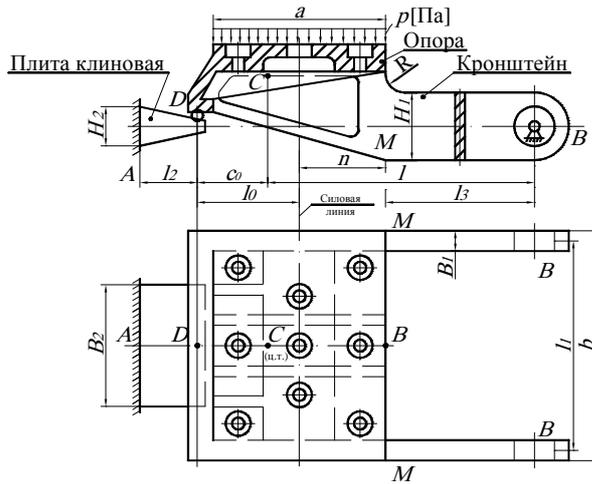


Рис. 2. Нагружение верхней платформы нижнего затвора

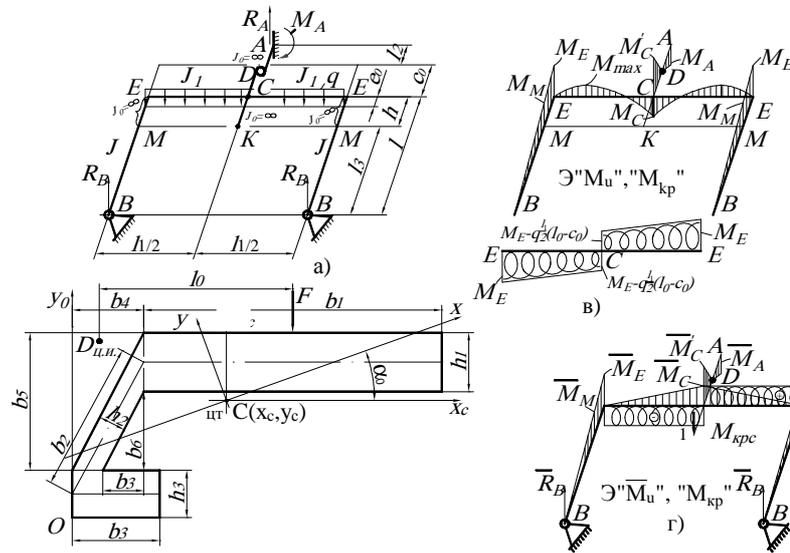


Рис. 3. Расчётная схема нижнего затвора

Для сечения рис. 3, б имеем следующие выражения его геометрических характеристик. Координаты центра тяжести относительно случайных осей  $x_0, y_0$ :

$$x_c = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2 + A_3 x_3}{A + A_2 + A_3}; \quad y_c = \frac{A y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3}{A + A_2 + A_3}, \quad (3)$$

Момент инерции относительно осей  $x_c, y_c$ :

$$J_{xc} = J_{x1} + a_1^2 A_1 + J_{x2} + a_2^2 A_2 + J_{x0} + a_3^2 A_3;$$

$$J_{yc} = J_{y1} + b_1^2 A + J_{y2} + b_2^2 A_2' + J_{y0} + b_3^2 A_3;$$

$$J_{x_c y_c} = a_1^2 b_1^2 A + J_{x_2 y_2} + a_2^2 b_2^2 A_2' - J'_{x_2 y_2} - a_2' b_2' A_2'' + a_3 b_3 A_3.$$

Угол наклона главных центральных осей инерции

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2J_{x_c y_c}}{J_{x_c} - J_{y_c}}. \quad (4)$$

Момент инерции относительно главных центральных осей  $x, y$ :

$$J_{xy} = \frac{J_{x_c} + J_{y_c}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{J_{x_c} - J_{y_c}}{2}\right)^2 + J_{x_c y_c}^2}. \quad (5)$$

Момент инерции кручения определяется по формуле

$$J_K = J_{K1} + J_{K2} + J_{K3} = \beta_1 b_1 h_1^3 + \beta_2 b_2 h_2^3 + \beta_3 b_3 h_3^3. \quad (6)$$

Момент сопротивления кручения:

$$W_K = \frac{J_K}{\left(\frac{J_{Kn}}{W_{Kn}}\right)_{\max}}, \quad (n=1, 2, 3), \quad (7)$$

где  $W_K = \alpha_n h_n b_n^2$ ,  $\alpha_n, \beta_n$  – коэффициенты, зависящие от отношения  $h/b$  и приведены в [2].

В дальнейшем при исследовании напряжённо-деформированного состояния (НДС) элементов опоры наряду с осевыми моментами инерции нам потребуются секторальные геометрические характеристики сечения (рис. 3, б), так как отдельные участки нижнего затвора (рис. 3, в, участок  $CE$ ) испытывают деформацию стеснённого кручения.

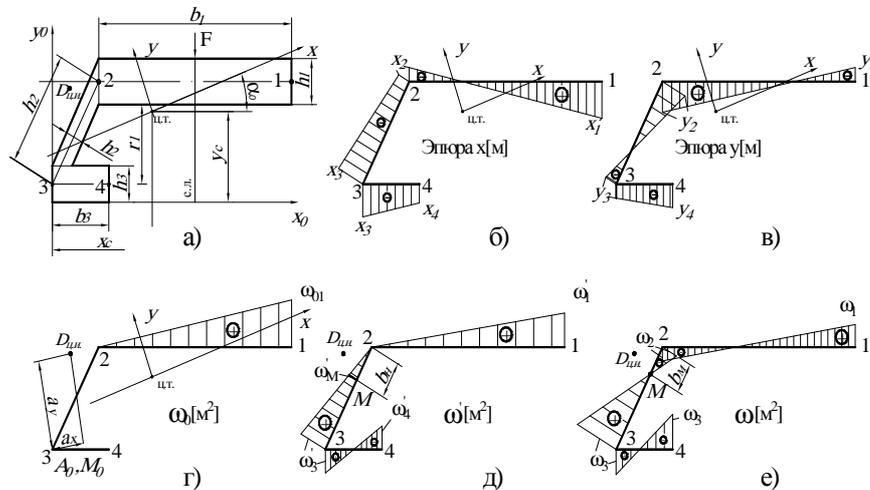


Рис. 4. Эпюры секторальных характеристик сечения

Перейдём теперь к вычислению секториальных геометрических характеристик сечения согласно рис. 4, а [2]. Для определения положения центра изгиба выбираем вспомогательный полюс в т.  $A_0$  (рис. 4, г), от которого строим эпюру секториальных координат  $\omega_0$ : для точки 1  $\omega_{01} = b_1 r_1$ ; для точек 2, 3 и 4  $\omega_{02} = \omega_{03} = \omega_{04} = 0$ , так как  $r_2 = r_3 = r_4 = 0$ . Здесь  $\omega_{0j}$  ( $j=1..4$ ) – секториальные площади;  $b_j$  ( $j=1..4$ ) – длины сторон прямоугольников;  $r_j$  – перпендикуляр опущенный из полюса  $A_0$  на направление к средней линии сечения, проведенную через данную точку.  $M_0$  – точка, лежащая на средней линии сечения, называется началом отсчёта (в данном случае совпадает с полюсом  $A_0$  и точкой 3). Эпюра секториальных площадей  $\omega_0$  построена на рис. 4, г.

Координаты центра изгиба точка  $D$  (рис. 4, г) относительно вспомогательного полюса  $A_0$  определяется по формуле

$$a_x = -\frac{S_{\omega_0 y}}{J_x}; \quad a_y = -\frac{S_{\omega_0 x}}{J_y}, \quad (8)$$

где  $S_{\omega_0 y}$  и  $S_{\omega_0 x}$  – секториально-линейные статические моменты инерции:

$$S_{\omega_0 y} = \int_A S_{\omega_0 y} dA \text{ [м}^4\text{]}; \quad S_{\omega_0 x} = \int_A S_{\omega_0 x} dA \text{ [м}^4\text{]};$$

Эти интегралы могут быть вычислены по способу Верещагина [2] путём умножения эпюры  $\omega_0$  на ординаты эпюр  $x$  и  $y$ , лежащие под центром тяжести площади  $\omega_0$ . Эпюры  $x$  и  $y$  приведены на рис. 4, б, в. Построение этих эпюр не требует пояснений: откладываются расстояния точек средней линии контура сечения от оси  $OX$  (эпюра  $X$ ) и  $OY$  (эпюра  $Y$ ).

$$S_{\omega_0 x} = \frac{1}{2} \omega_0 h_1 \left[ \frac{2}{3} (x_1 + x_2) - x_2 \right]; \quad S_{\omega_0 y} = \frac{1}{2} \omega_0 h_1 \left[ \frac{1}{3} (y_1 + y_2) - y_2 \right].$$

Координаты центра изгиба  $a_x, a_y$  (8) откладываются от вспомогательного полюса  $A_0$  с учётом знаков осей  $X$  и  $Y$  (рис. 4, г).

Для построения эпюры главных секторальных координат (рис. 4, е) необходимо определить положение главной секторальной точки  $M$  на контуре сечения. Для этого из главного полюса  $D$  (центр изгиба) строим эпюру секторальных координат  $\omega'_1$ , взяв за начало отсчётов произвольную точку 2 (рис. 4, д). Секторальные координаты: для точки 1  $\omega'_1 = r_1 \omega_1$ ; для точки 2  $\omega'_2 = 0$ ; для точки 3  $\omega'_3 = r_3 \omega_3$ ; для точки 4  $\omega'_4 = \omega_4 - r_4 b_4$ . Здесь  $r_1, r_2, \dots, r_4$  – перпендикуляры, опущенные из центра изгиба  $D$  на направление к средней линии сечения. Соответствующая эпюра секторальных координат построена на рис. 4, д.

Положение главной секторальной координаты  $M$  определим по формуле

$$\omega'_M = \frac{S_{\omega'}}{A}. \quad (9)$$

Здесь секторальный статический момент  $S_{\omega'} = \int \omega' h ds$  может быть подсчитан как сумма произведений площадей эпюры  $\omega'$  на соответствующие толщине участков сечений:

$$S_{\omega'} = \frac{1}{2} \omega'_1 h_1 h_1 + \frac{1}{2} \omega'_2 b_2 h_2 - \omega'_3 b_3 h_3 - \frac{1}{2} (\omega'_4 + \omega'_3) b_3 h_3,$$

$A$  – площадь сечения.

Найденная по формуле (9) координата  $\omega'_M$  может соответствовать нескольким точкам (на участках 1-2, 2-3 и 3-4). Однако в качестве главной секторальной точки выбирается та точка  $M$ , которая ближе к центру изгиба  $D$  (рис. 4, д).

Положение точки  $M$  на участке 3-2 находится из подобия треугольников:  $\frac{\omega'_M}{\omega'_3} = \frac{b_M}{b_2}$ , откуда  $b_M = \frac{b_2 \omega'_M}{\omega'_3}$ .

Теперь строим окончательную эпюру секторальных координат  $\omega$  (рис. 4, е) относительно найденных точек центра изгиба  $D$  и главной нулевой секторальной точки  $M$ :

$$\omega_2 = -r'_2 b_M; \quad \omega_1 = \omega_2 + r'_1 h_1; \quad \omega_3 = r'_2 (b_2 - b_M); \quad \omega_4 = \omega_3 - r'_3 b_3.$$

Секторальный момент инерции  $J_{\omega}$  определяется по формуле

$$J_{\omega} = \int_A \omega^2 da = \int_A \omega^2 ds h_i \text{ [м}^6\text{]}.$$

Выполняя интегрирование по способу Верещагина [2], получаем

$$J_{\omega} = \omega_2 b_1 \omega_2 h_1 + \frac{1}{2} (\omega_1 + \omega_2) b_1 \frac{2}{3} (\omega_1 + \omega_2) h_1 + \omega_2 b_2 \omega_2 h_2 + \frac{1}{2} (\omega_2 + \omega_3) b_2 \frac{2}{3} (\omega_2 + \omega_3) h_2 + \omega_3 b_3 \omega_3 h_3 + \frac{1}{2} (\omega_3 + \omega_4) b_3 \frac{2}{3} (\omega_3) h_4. \quad (11)$$

После определения геометрических характеристик сечения для расчётной схемы нижнего затвора (рис. 3, а) строятся эпюры изгибающих  $M_{и}$  и крутящих  $M_{кр}$  моментов. Эпюры  $M_{и}$  и  $M_{кр}$  приведены на рис. 3, в.

Далее записываем выражение для нормальных и касательных напряжений всех участков нижнего затвора. Участок  $BM$ :

$$\sigma_{\max}^M = \frac{M_{и}^M}{W_x}, \quad (12)$$

где  $M_{и}^M = R_b l_3$ ;  $W_x = \frac{\beta_1 H_1^2}{6}$ .

Участок  $EC$ . Этот участок испытывает стеснённое кручение и изгиб. Согласно [2] для участка  $CE$  напряжения будут иметь следующий вид:

– сечение  $E$ : касательное напряжение

$$\tau_E = \frac{M_{кр}^E h_3}{J_k} + \frac{M_{\omega}^E S_{\omega}}{J_{\omega} h_3}; \quad (13)$$

– сечение  $C$ : нормальные напряжения

$$\sigma_c = \frac{M_x^c}{J_x} y_{\max} + \frac{M_y^c}{J_y} x_{\max} + \frac{B\omega}{J_{\omega}}. \quad (14)$$

Здесь  $M_{кр}$  – момент чистого кручения, достигающий максимального значения в сечении  $E$ :

$$M_{кр} = \frac{q e_0}{\alpha} \left[ \frac{\alpha l_1}{2} - \frac{\text{sh} \frac{\alpha l_1}{2}}{\text{ch} \frac{\alpha l_1}{2}} \right],$$

где  $M_{\omega}$  – изгибно-крутящий момент в том же сечении:  $M_{\omega} = \frac{q l_0}{\alpha} \cdot \frac{\text{sh} \frac{\alpha l_1}{2}}{\text{ch} \frac{\alpha l_1}{2}}$ ;  $S_{\omega}$  – наибольший секторальный статический момент, лежащий ниже нулевой точки  $M$  эпюры  $\omega$  (рис. 4, е):

$$S_{\omega} = \frac{1}{2} \omega_3 (b_2 - b_M) h_2 + \frac{1}{2} \omega_3 n h_3 - \frac{1}{2} \omega_4 (b_3 - n) h_3;$$

$B$  – изгибно-крутящий бимомент в сечении  $C$ , определяется по формуле

$$B = \frac{q l_0}{\alpha} \left[ 1 - \frac{1}{\text{ch} \frac{\alpha l_1}{2}} \right];$$

$\alpha$  – изгибно-крутящая характеристика стержня  $\alpha = \sqrt{\frac{GJ_k}{EJ_{\omega}}}$ ;  $G$  – модуль сдвига материала стержня;  $E$  – модуль

упругости материала стержня;  $l = e_0 + c_0$  – эксцентриситет приложения нагрузки  $q$  по отношению к центру изгиба (точка  $D$ );  $M_x$ ,  $M_y$  – изгибающие моменты в сечении  $C$ , относительно центральных осей:  $M_x = M_c \cos \alpha_0$ ;  $M_y = M_c \sin \alpha_0$ ;  $x_{\max}$ ,  $y_{\max}$ ,  $\omega$  – координаты точки сечения, где возникают наибольшие нормальные напряжения по (знаку) от действия изгибающих моментов  $M_x$ ,  $M_y$  и изгибно-крутящего бимомента  $B$ , причём, если  $M > 0$ , то и  $B > 0$  ( $M < 0$ ,  $B < 0$ );  $J_x$ ,  $J_y$  – моменты инерции сечения относительно главных центральных осей, определяются по формуле (5).

Участок  $DA$  представляет собой клиновую плиту переменного прямоугольного сечения, закреплённую с одной стороны и нагруженную с другой в месте контакта с опорой распределённой по длине  $B_2$  распределённой нагрузкой

$$p_2 = \frac{R_D}{B_2} \text{ [Н/м]};$$

где  $R_D$  – реакция в шарнире  $D$  ( $R_D = R_A$ ). Расчётная схема плиты приведена на рис. 5.

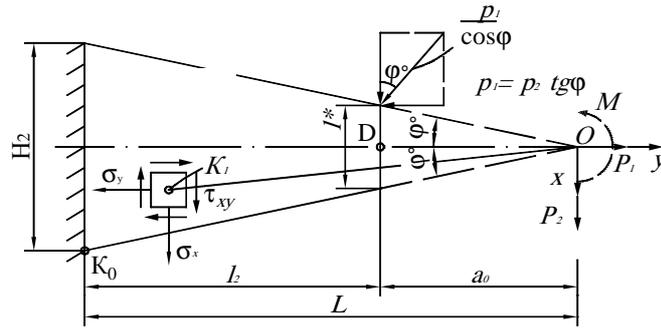


Рис. 5. Расчётная схема запорной плиты (клина)

Напряжения в клине определяются методом теории упругости и имеют вид [3]:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= -\frac{2p_1}{2\varphi + \sin 2\varphi} \cdot \frac{x^3}{(x^2 + y^2)} - \frac{2p_2}{2\varphi - \sin 2\varphi} \cdot \frac{x^2 y}{(x^2 + y^2)^2} + \frac{2M}{\sin \varphi - 2\alpha \cos 2\varphi} \cdot \frac{2xy}{(x^2 + y^2)^2}, \\ \sigma_y &= -\frac{2p_1}{2\varphi + \sin 2\varphi} \cdot \frac{xy^2}{(x^2 + y^2)^2} - \frac{2p_2}{2\varphi - \sin 2\varphi} \cdot \frac{y^3}{(x^2 + y^2)^2} + \frac{2M}{\sin 2\varphi - 2\alpha \cos 2\varphi} \cdot \frac{2xy^3}{(x^2 + y^2)^3}, \\ \tau_{xy} &= -\frac{2p_1}{2\alpha + \sin 2\varphi} \cdot \frac{x^2 y}{(x^2 + y^2)^2} - \frac{2p_2}{2\alpha - \sin 2\varphi} \cdot \frac{xy^2}{(x^2 + y^2)^2} - \frac{M[x^2 - y^2 - \cos 2\alpha(x^2 + y^2)]}{(\sin 2\varphi - 2\varphi \cos 2\varphi)(x^2 + y^2)^2} \end{aligned} \right\}$$

Здесь  $\varphi$  – угол при вершине клина;  $P_1 = P_2 \operatorname{tg} \varphi$ ;  $M = P_2 \frac{l^*}{2} \operatorname{ctg} \varphi + P_1 \frac{l^*}{2}$ ,

$l^*$  – толщина свободной кромки клина;  $x, y$  – координаты точки  $K_1(x_1, y_1)$ , где определяются напряжения.

Наибольшие по абсолютной величине напряжения (сжимающие) будут в точке  $K_0$  с координатами

$$X_{K_0} = \frac{H_2}{2}; \quad Y_{K_0} = -(a_0 + b_2).$$

Эквивалентные напряжения по IV гипотезе прочности вычисляются по формуле

$$\sigma^{\text{IV}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_3}, \quad (15)$$

$$\text{где } \sigma_{1,3} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}.$$

Максимальный прогиб клина в точке  $D$

$$y_D = \frac{R_D L_3}{EJ_2} \left[ -\ln \frac{L}{a_0} + \frac{1}{2} + \frac{2l_2 + a_0}{2L^2} l_2 - \frac{a_0}{2L} \right], \quad (16)$$

$$\text{где } J_2 = \frac{B_2 H_2^3}{12}.$$

Максимальный вертикальный прогиб нижнего затвора будет иметь место на краю опоры в точке  $K$  (рис. 3, а) и определится путём перемножения эпюр от изгибающих и крутящих моментов для грузового (рис. 3, в) и единичного (рис. 3, г) состояния по способу Верещагина:

$$y_K = \frac{2}{EJ} \left[ \frac{1}{2} M_M I I \frac{2}{3} \overline{M_M} \right] + \frac{2}{EJ_1} \left[ \frac{1}{2} M_C^{R_D} 0,5 l_1 I \frac{2}{3} \overline{M_C} - \right]$$

$$-\frac{1}{3}(M_C^q - M_C^{RB})\frac{1}{2}l_1 \cdot \frac{3}{4}M_C] + \frac{2}{EJ_{2cp}}\left[\frac{1}{2}M_A l_2 \cdot \frac{2}{3}\overline{M_A}\right] + \frac{2\beta}{GJ_x}\left[M_{кр}^{RB}\frac{1}{2}l_1 \cdot \frac{2}{3}\overline{M_{кр}} - \frac{1}{2}M_{кр}^q 0,5l_1 \overline{M_{кр}}\right], \quad (17)$$

где  $M_M, M_C^{RB}, M_A, M_C^q, M_{кр}^{RB}, M_{кр}^q$  – изгибающие и крутящие моменты от внешней нагрузки;  $\overline{M_M}, \overline{M_C}, \overline{M_A}, \overline{M_{кр}}$  – изгибающие и крутящие моменты от единичной нагрузки;  $\beta$  – коэффициент, учитывающий стеснение кручения на участке  $CE$ :

$$\beta = \left( \frac{\alpha l_1^2}{8} - \alpha l_1 \frac{\text{sh}^2 \frac{\alpha l_1}{4}}{\text{sh} \frac{\alpha l_1}{2}} \right),$$

где  $\text{sh}, \text{ch}$  – гиперболические функции, определяющиеся по формулам

$$\text{sh}(\alpha l) = \frac{e^{\alpha l} - e^{-\alpha l}}{2}; \quad \text{ch}(\alpha l) = \frac{e^{\alpha l} + e^{-\alpha l}}{2}.$$

В формуле для максимального прогиба (17) не учитываются члены прогибов для участков  $ME, CD, KC$  с жёсткостью  $EJ_0$ , которая по сравнению с остальными членами на порядок меньше, так как  $\frac{EJ_0}{EJ}$  и  $\frac{EJ_0}{EJ_{2cp}} \geq 10$ . Здесь

$EJ_0$  – жёсткость опоры вдоль большей стороны  $b$  (см. рис. 2).

На основании вышеполученных результатов для заводского варианта резиносмесителя ДРС-140 был проведён расчёт НДС наиболее нагруженных элементов нижнего затвора при следующих числовых геометрических силовых и упругих данных:

$$\begin{aligned} l &= 325 \cdot 10^{-3} \text{ м}; l_1 = 640 \cdot 10^{-3} \text{ м}; l_2 = 65 \cdot 10^{-3} \text{ м}; l_0 = 58 \cdot 10^{-3} \text{ м}; C_0 = 142 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ a &= 300 \cdot 10^{-3} \text{ м}; b = 810 \cdot 10^{-3} \text{ м}; B_1 = 50 \cdot 10^{-3} \text{ м}; H_1 = 200 \cdot 10^{-3} \text{ м}; B_2 = 440 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ H_2 &= 80 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \alpha = 14^\circ; h_1 = 300 \cdot 10^{-3} \text{ м}; h_1 = 56 \cdot 10^{-3} \text{ м}; b_2 = 155 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ h_2 &= 25 \cdot 10^{-3} \text{ м}; b_3 = 90 \cdot 10^{-3} \text{ м}; h_3 = 46,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}; b_4 = 80 \cdot 10^{-3} \text{ м}; b_5 = 140 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ b_6 &= 85 \cdot 10^{-3} \text{ м}; b_7 = 60 \cdot 10^{-3} \text{ м}; m = 3 \text{ кгс} \cdot \text{с}^4 / \text{см}^2; n = 0,3 \text{ м}; R = 277 \cdot 10^{-3} \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$N_p = 19,7 \text{ об/мин}; h_0 = 4 \cdot 10^{-3} \text{ мм}.$$

Материал нижнего затвора: Сталь 20Л,  $\sigma_T = 220$  МПа,  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа;  
 $G = 8 \cdot 10^4$  МПа;  $\mu = 0,3$ .

При этом были вычислены по формулам (1) – (16) значения геометрических, силовых и упругих характеристик:

$$X_c = 172 \cdot 10^{-3} \text{ м}; Y_c = 104 \cdot 10^{-3} \text{ м}; a_x = 60,58 \cdot 10^{-3} \text{ м}; a_y = 108,5 \cdot 10^{-3} \text{ м} (8);$$

$$J_x = 37,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4; J_y = 348,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4 (5);$$

$$J_k = 18 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4; W_k = 0,322 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 (6), (7); \alpha_0 = 19,5^\circ (4);$$

$$J_\omega = 4,33 \cdot 10^4 \text{ м}^6 (11); d = 0,004071 \text{ мм}; W_x = 0,333 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$|X_{\max}| = 110 \cdot 10^{-3} \text{ м}; |Y_{\max}|_4 = 70 \cdot 10^{-3} \text{ м}; S_{\omega 4} = 8,52 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4;$$

$$\omega_4 = 6670 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3; e = 200 \cdot 10^{-3} \text{ м}; F = 972 \cdot 10^3 \text{ Н}; p = 4,0 \text{ МПа};$$

$$q = F/l_1 = 1518,75 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; R_D = \overline{R_A} = 660,96 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$[\sigma] = 190 \text{ МПа}; [y] = 0,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Нормальное напряжение в сечении  $M$  участка  $BM$  (12):

$$\sigma_{\max}^M = \frac{M_{и \max}^M h_3}{W_x} = \frac{42,768 \cdot 10^6}{0,333 \cdot 10^6} = 128,4 \text{ МПа}.$$

Касательное напряжение в сечении  $E$  участка  $EC$  (13):

$$\tau_{\max}^E = \frac{M_{\text{кр}} h_3}{J_k} + \frac{M_{\omega} S_{\omega 4}}{J_{\omega} h_3} = \frac{32,7 \cdot 10^6 \cdot 46,6}{18 \cdot 10^6} + \frac{64,18 \cdot 10^6 \cdot 8,52 \cdot 10^6}{4,33 \cdot 10^{11} \cdot 46,6} = 84,76 + 27,06 = 111,82 \text{ МПа.}$$

Нормальное напряжение в сечении  $C$  участка  $EC$  (14):

$$\begin{aligned} \sigma_{\max}^C &= \frac{M_x}{J_x} |y_{\max}| + \frac{M_y}{J_y} |x_{\max}| + \frac{B\omega_4}{J_{\omega}} = \frac{26,376 \cdot 10^6}{37,2 \cdot 10^6} \cdot 70 + \\ &+ \frac{9,35 \cdot 10^6}{348,6 \cdot 10^6} \cdot 110 + \frac{9,058 \cdot 10^6 \cdot 6670}{4,33 \cdot 10^{11}} = 192,08 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Перенапряжение составляет 1,08%, что вполне допустимо.

Напряжения в клиновидной плите в сечении  $A$  участка  $DA$  (15) для опасной точки  $K_0$  ( $x = 165 \cdot 10^{-3}$  м;  $y = 40 \cdot 10^{-3}$  м),  $\varphi = 14^\circ$  составили

$$\sigma_x = -88,56 \text{ МПа; } \sigma_y = -10,91 \text{ МПа; } \tau_{xy} = -46,2 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_1 = 10,6 \text{ МПа; } \sigma_2 = 0; \sigma_3 = -110 \text{ МПа.}$$

Эквивалентные напряжения по IV теории прочности (15):

$$\sigma^{\text{IV}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \sigma_3} = \sqrt{10,6^2 + (-110)^2 - (10,6)(-110)} = 115,66 \text{ МПа.}$$

Прогиб (16) в точке  $D$  (центр изгиба)  $|y_D| = 0,0315$  мм.

Максимальный вертикальный прогиб нижнего затвора на краю опоры в точке  $K$  (17):

$$y_{\max}^K = y_K^{M_i} + y_K^{M_{\text{кр}}} = 0,0508 + 0,606 = 0,656 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Здесь  $y_K^{M_i}$  – составляющая максимального прогиба от изгиба;  $y_K^{M_{\text{кр}}}$  – составляющая максимального прогиба от кручения.

Как видно из полученных данных, в наиболее неблагоприятных условиях как по напряжениям, так и по прогибам находится опорная площадка нижнего затвора:  $\sigma_{\max}^C = 192,08$  МПа;  $y_{\max}^K = 0,656 \cdot 10^{-3}$  м.

Необходимо заметить большую разницу прогибов опоры в точках  $D$  и  $K$ , отличающиеся более чем на порядок. Это объясняется тем, что центр изгиба опоры и линия действия нагрузки (с.л.) (рис. 2)  $e_0$  отстоят друг от друга на значительном расстоянии, что вызывает возникновение большого крутящего момента от силы  $F$  относительно центра изгиба, приводящего к резкому увеличению прогиба на краю опоры в точке  $K$ . Поэтому при проектировании подобного типа конструкций необходимо стремиться к уменьшению расстояния  $e_0$ .

Для подтверждения приведённой инженерной методики расчёта нижнего затвора было проведено исследование НДС методом конечных элементов (МКЭ) [4]. За расчётную схему принята реальная конструкция нижнего затвора, состоящая из опоры, шарнирно-закреплённой с валом и клиновидной прямоугольной в плане плиты, закреплённой в направляющей раме и поддерживающей опору. Нагрузка в виде распределённого равномерного давления  $p = 4,0$  МПа действует на верхнюю часть опоры нижнего затвора по площадке размером  $a \times b = 300 \times 800$  (мм) (см. рис. 2).

Результаты расчёта по максимальным расчётным напряжениям по IV теории прочности и прогибам по МКЭ в наиболее опасных точках нижнего затвора:

– для опоры  $\sigma_{\max}^{\text{МКЭ}} = 189$  МПа,  $y_{\max}^{\text{МКЭ}} = 0,6 \cdot 10^{-3}$  м; разница по приведённой методике для этой точки составляет соответственно 1,5% и 13%;

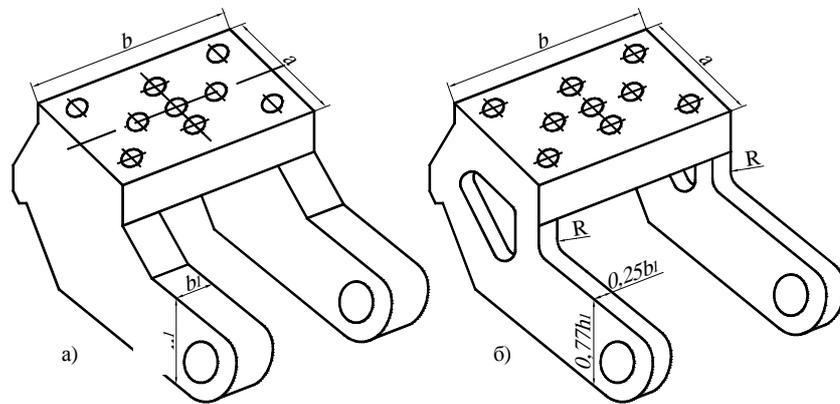
– для клиновидной плиты по МКЭ  $\sigma_{\text{ЭА}}^{\text{МКЭ}} = 110$  МПа; разница составляет 4,8%;

– для кронштейна в месте сопряжения его с опорой в сечении  $M$  напряжения по МКЭ составило  $\sigma_{\text{ЭМ}}^{\text{МКЭ}} = 120$  МПа; разница 6,25%.

Следует отметить, что при выборе расчётной схемы были изменены конструктивные и геометрические параметры заводского варианта (рис. 6, а): уменьшены размеры высоты и толщины кронштейнов соответственно на 23 и 75%, а также выполнены с обеих сторон сквозные окна. Места сопряжений кронштейнов и опоры имеют плавные переходы по радиусу  $R$  (рис. 6, б). Все это позволило снизить металлоёмкость конструкции на 30% и уменьшить концентрацию напряжений в местах сопряжения почти в 1,5 раза. При этом максимальные напряжения и прогиб находятся в допустимых пределах значений для данного материала,  $[\sigma] = 190$  МПа,  $[y] = 0,7 \cdot 10^{-3}$  м.

Полученные результаты подтверждают правильность выбора расчётной схемы нижнего затвора и инженерных методов расчёта, принятых при исследовании НДС нижнего затвора резиносмесителя ДРС-140.

Предлагаемая методика может быть использована на предварительных этапах проектирования подобных типов конструкций.



**Рис. 6. Варианты нижнего затвора:**

*a* – существующий; *б* – предполагаемый

### **1.1.2. Расчёт на прочность и жёсткость роторов резиномесителей**

Роторы резиномесителей в процессе работы подвергаются силовому воздействию как от касательных сил, возникающих вследствие большого коэффициента трения между перемешиваемой резиновой смеси и стальной поверхностью камеры, так и от собственного веса самого ротора. Роторы являются наиболее нагруженными деталями резиномесителя. От их прочности и жёсткости зависит не только качество получаемой резиновой смеси, но и надёжность машины в целом.

Предлагаемые ранее методы расчёта роторов на прочность и жёсткость [5, 6] принимают за основу упрощённую расчётную схему. Ротор рассчитывался на прочность по схеме двухопорной балки постоянной по длине жёсткости, нагруженной в средней части радиальной равномерно распределённой нагрузкой от деформируемой смеси, собственного веса и постоянного крутящего момента. Реальная расчётная схема ротора ввиду наличия двух винтовых лопастей овального профиля выглядит значительно сложнее. Гребни лопастей ротора выполнены для каждого участка с различными углами подъёма винтовой линии, что сказывается на распределении усилий и на переменность геометрических характеристик сечения по длине ротора. Далее, в методике [5] не учитывается влияние сил в зацеплении зубчатого колеса, расположенного на конце консольной части ротора. Всё это в конечном итоге сказывается на окончательном результате расчёта напряжений и перемещений в наиболее опасных сечениях ротора.

Поэтому возникает необходимость более детально исследовать напряженно-деформированное состояние рабочих органов смесителя-роторов.

В связи с тем, что два ротора резиномесителя имеют одинаковую конструкцию и размеры и находятся в одинаковых условиях нагружения, в дальнейшем будем проводить расчёты для одного из них. Общий вид двухлопастного ротора овального профиля показан на рис. 7, *a*. Витки ротора имеют два самостоятельных участка, не являющихся продолжением один другого и выполненные по винтовой линии. Длина этих участков различна: одного  $(0,65 - 0,55)l$ , другого  $(0,35 - 0,45)l$ , где  $l$  – длина рабочей части ротора. Фигурная часть лопастей выполнена для каждого участка с различными углами подъёма винтовой линии: на длинном участке  $\alpha = 30^\circ$ , на коротком  $\gamma = 45^\circ$ , что улучшает условия перемешивания смеси.

В процессе вращения ротора в зазоре между передней заостренной кромкой ротора и стенкой смесительной камеры вследствие трения резиновой смеси по стальной поверхности создаётся касательная сила сопротивления  $R$ , определяемая по формуле

$$R = \frac{2M_c}{D}, \quad (18)$$

где  $D$  – наибольший диаметр ротора;  $M_c$  – момент вращения переднего и заднего роторов (принимаем одинаковыми);

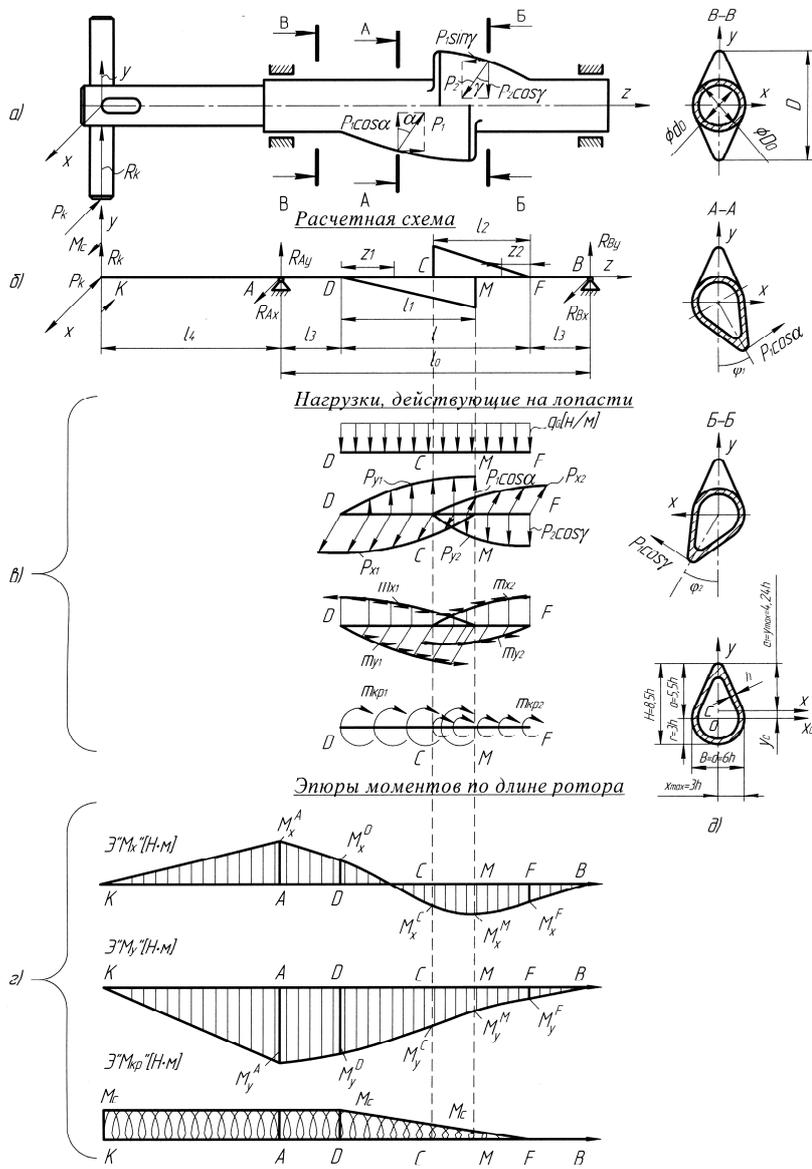


Рис. 7. Общий вид вала ротора и его расчётная схема

$$M_c = \frac{k\eta N_s}{\omega_2(1+f)}, \quad (19)$$

где  $k = 1,25$  – коэффициент перегрузки;  $\eta = 0,668$  – к.п.д. передачи;

$N_s$  – мощность электродвигателя, Вт;  $\omega_2$  – угловая скорость заднего ротора, 1/с;  $f$  – коэффициент трения

$$\left( f = \frac{\omega_1}{\omega_2} \right).$$

Касательная сила сопротивления на каждую лопасть соответственно  $R_1$  и  $R_2$ :

$$R = R_1 + R_2, \quad (20)$$

при этом

$$R_1 = R_2 \frac{l_1}{l_2}. \quad (21)$$

Распределение нагрузки по длине каждого гребня с учётом угла наклона винтов гребня

$$P_1 = \frac{R_1}{\cos\alpha l_1}; \quad P_2 = \frac{R_2}{\cos\gamma l_2}. \quad (22)$$

Согласно рис. 7, в распределение нагрузки на лопасти относительно осей  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  приводят к следующим распределённым усилиям:

$$\left. \begin{array}{l} \text{длинная лопасть:} \\ p_{x1} = p_1 \cos \alpha \sin \varphi_1 \\ p_{y1} = p_1 \cos \alpha \cos \varphi_1 \\ m_{x1} = p_1 \sin \alpha a_1 \cos \varphi_1 \\ m_{y1} = p_1 \sin \alpha a_1 \sin \varphi_1 \\ m_{z1} = m_{kp1} = p_1 \cos \alpha a_1 \\ 0 \leq \varphi_1 \leq \frac{\pi}{2}. \end{array} \right\} \quad \left. \begin{array}{l} \text{короткая лопасть:} \\ p_{x2} = p_2 \cos \gamma \sin \varphi_2 \\ p_{y2} = p_2 \cos \gamma \cos \varphi_2 \\ m_{x2} = p_2 \sin \gamma a_1 \cos \varphi_2 \\ m_{y2} = p_2 \sin \gamma a_1 \\ m_{z2} = m_{kp2} = p_2 \cos \gamma a_1 \\ 0 \geq \varphi_2 \geq \frac{\pi}{2}. \end{array} \right\} \quad (23)$$

Угловые координаты  $\varphi_i$  ( $i=1,2$ ) связаны с продольной координатой  $Z_i$  следующими зависимостями:

$$Z_1 = \frac{D}{2} \operatorname{tg} \alpha \varphi_1; \quad Z_2 = \frac{D}{2} \operatorname{tg} \gamma \varphi_2,$$

где  $a_1$  – расстояние от центра тяжести сечения овала до его наиболее удалённой точки (рис. 7, д).

Расчётная схема ротора и силы, действующие на него в зоне расположения лопастей и зубчатого колеса в вертикальной и горизонтальной плоскости, показаны на рис 7, б, в.

Выражения для вертикальных и горизонтальных реакций в опорах ротора имеют вид:

$$R_{Ay} = \frac{\left[ -\frac{2}{3} p_1 \cos \alpha \cdot l_1 \left( l + l_2 - \frac{5}{8} l_1 \right) + \frac{2}{3} p_2 \cos \gamma l_2 \left( \frac{3}{8} l_2 + l_3 \right) + \dots \rightarrow \right.}{l_0} \quad (24)$$

$$\left. \rightarrow \dots + \frac{2}{3} p_1 \sin \alpha a_1 l_1 + \frac{2}{3} p_2 \sin \gamma a_1 l_2 + q_G \frac{l_0^2}{2} - R_k (l_0 + l_4) \right];$$

$$R_{Ax} = \frac{-\frac{2}{3} p_1 \sin \alpha l_1 a_1 - \frac{2}{3} p_2 \sin \gamma a_1 l_2 + P_k (l_0 + l_4)}{l_0}; \quad (25)$$

$$R_{By} = \frac{-\frac{2}{3} p_1 \cos \alpha \frac{5}{8} l_1 + \frac{2}{3} p_2 \cos \gamma l_2 \left( l - \frac{3}{8} l_2 \right) - \frac{2}{3} p_1 \sin \alpha a_1 l_1 - \frac{2}{3} p_2 \sin \gamma a_1 l_2}{l_0}; \quad (26)$$

$$R_{Bx} = \frac{\frac{2}{3} p_1 \sin \alpha a_1 l_1 + \frac{2}{3} p_2 \sin \gamma a_1 l_2 - P_k l_0}{l_0}. \quad (27)$$

Выражения изгибающих и крутящих моментов в текущем сечении  $Z_1$  длинной лопасти запишутся:

$$M_x = R_{ay} (l_3 + z_1) + R_k (l_3 + l_4 + z_1) - \frac{q_G (l_3 + z_1)^2}{2} + \frac{2}{3} p_1 \cos \alpha \frac{3}{8} z^2 \cos \varphi - \frac{2}{3} p_1 \sin \alpha \cos \varphi z_1 a_1; \quad (28)$$

$$M_y = R_{ax} (l_3 + z_1) + P_k (l_3 + l_4 + z_1) + \frac{2}{3} p_1 \sin \alpha \sin \varphi z a_1; \quad (29)$$

$$M_z = M_{kp} = M_c - p_1 \cos \alpha \frac{D}{2} z_1; \quad 0 \leq z_1 \leq l_1. \quad (30)$$

Здесь  $q_G$  – распределённая нагрузка от веса ротора;  $P_k, R_k$  – окружное и радиальное усилия в зацеплении зубчатого колеса, расположенного на консоли ротора.

Выражения изгибающего и крутящего моментов в текущем сечении  $Z_2$  короткой лопасти:

$$M_x = R_{By}(l_3 + z_2) - p_2 \cos \gamma \frac{z_2^2}{2} + \frac{1}{3} p_2 \cos \gamma (1 - \cos \varphi) \frac{1}{3} z_2 + \frac{2}{3} p_2 \sin \gamma a_1 z_2 \cos \varphi_2 - \frac{q_G(l_0 + z_2)^2}{2}; \quad (31)$$

$$M_y = R_{Bx}(l_3 + z_2) - \frac{2}{3} p_2 \sin \gamma a_1 z_2 \sin \varphi_2; \quad (32)$$

$$M_z = M_{кр} = p_2 \cos \gamma \frac{D}{2} z_2 \quad 0 \leq z_2 \leq l_2. \quad (33)$$

Условия прочности для кольцевого сечения вала ротора:

$$\sigma_3 = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_{кр}^2}}{W_0} \leq [\sigma]. \quad (34)$$

Условия прочности для овального сечения лопасти ротора:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma(M_x)^2 + \sigma(M_y)^2 + \tau(M_{кр})^2} \leq [\sigma]. \quad (35)$$

Здесь  $W_0 = 0,1D_0^3 \left[ 1 - \left( \frac{d_0}{D_0} \right)^4 \right]$  – осевой момент сопротивления кольцевого сечения ротора;  $\sigma(M_x) = \frac{M_x}{W_x}$ ;

$\sigma(M_y) = \frac{M_y}{W_y}$ ;  $\tau(M_{кр}) = \frac{M_{кр}}{2F^*h}$ ;  $W_x, W_y$  – моменты сопротивления овального сечения ротора соответственно

относительно осей  $X, Y$  (рис. 7, д);  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение для материала ротора;  $F^*$  – удвоенная площадь замкнутого контура кольцевого овала, ограниченного средней линией;  $h$  – толщина стенки овального сечения.

Для сечения рис. 7, д имеем следующие геометрические характеристики, выраженные через толщину стенки  $h$  [7]:

$$F = 17,84h^2; J_x = 141,16h^4; J_y = 55,4h^4; y_0 = 3,26h; a_1 = 3,26h; W_x = \frac{J_x}{y_{\max}} = \frac{141,16h^4}{4,24h} = 33,3h^3;$$

$$W_y = \frac{J_y}{x_{\max}} = \frac{55,4h^4}{3h} = 18,5h^3; F^* = 22,1h^2.$$

Определяем максимальный прогиб ротора. Полагаем, что максимальное значение прогиба ротора возникает приблизительно в его средней части между опорами.

При вычислении прогиба используем энергетический метод, для чего переменную часть сечения ротора разбиваем на десять участков и полагаем, что в пределах данного участка жёсткость  $EJ_i (i=10) = \text{const}$ . Далее, используя способ Верещагина перемножения эпюр, находим максимальный прогиб в среднем пролёте ротора.

Приближённая формула для определения предположительного максимального прогиба имеет вид

$$f_{\max} = \frac{0,01750R^2}{EJ_0} + \frac{0,0815R^2}{E(J_x \cos^2 \varphi + J_y \sin^2 \varphi)} \leq [f]. \quad (36)$$

Здесь  $R$  – касательная сила сопротивления;  $l_0$  – расстояние между опорами;  $J_0$  – моменты инерции кольцевого сечения ротора;  $J_x, J_y$  – моменты инерции сечения овального ротора;  $\varphi$  – текущий угол сечения витка лопасти, изменяющегося вдоль оси  $Z$  ротора;  $[f]$  – допускаемое значение прогиба ротора.

### Пример расчёта ротора резиносмесителя марки ДРС-140

Исходные данные:  $N_3 = 600$  кВт;  $n_1 = 19,7$  об/мин;  $n_2 = 16,7$  об/мин;  $D = 0,554$  м;  $l = 0,8$  м;  $l_1 = 0,57$  м;  $l_2 = 0,34$  м;  $\alpha = 37^\circ$ ;  $\gamma = 52^\circ$ ;  $f = n_1 / n_2 = 1,18$ ;  $\eta = 0,668$ ;  $l_4 = 0,4$  м;  $l_3 = 0,3$  м;  $l_0 = 1,4$  м;  $q_G = 7,15 \cdot 10^3$  н/м;  $D_k = 0,9$  м;  $P_k = \frac{2M_c}{D_k}$ ;  $R_k = P_k \text{tg} 20^\circ$ . Материал ротора Сталь 40Л;  $[\sigma] = 100$  МПа;  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа

$$[9]; [f] = 2,0 \text{ мм}; h = 0,045 \text{ м} = 45 \text{ мм};$$

По формулам (17) и (18) определяем момент вращения ротора и силу сопротивления:

$$M_c = \frac{1,25 \cdot 0,668 \cdot 600 \cdot 10^3}{\frac{3,14 \cdot 16,7}{30} \cdot (1+1,18)} = 131,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$R = \frac{2M_c}{D} = \frac{2 \cdot 131,5 \cdot 10^3}{0,55} = 478 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Сила сопротивления на каждую лопасть (3) и (4):

$$R_1 = R_2 \frac{l_1}{l_2} = 1,68 R_2; R = R_1 + R_2; R = 2,68 R_2;$$

$$R_2 = 178,36 \cdot 10^3 \text{ (Н)}; R_1 = 299,64 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Распределённые нагрузки по длине каждого гребня (5):

$$P_1 = \frac{R_1}{\cos \alpha l_1} = \frac{299,64 \cdot 10^3}{0,798 \cdot 0,57} = 658 \cdot 10^3 \text{ Н/м};$$

$$P_2 = \frac{R_2}{\cos \gamma l_2} = \frac{178,36 \cdot 10^3}{0,615 \cdot 0,34} = 852 \cdot 10^3 \text{ Н/м}.$$

Силы в зацеплении зубчатых колёс:

$$P_k = 292 \cdot 10^3 \text{ Н}; R_k = 106 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Реакции в плоскостях  $YOZ$  и  $XOZ$  от распределённых усилий (6), сил зацепления на колесе и собственного веса ротора определим по формулам (7) – (10):

$$R_{ax} = 330,19 \cdot 10^3 \text{ Н}; R_{ay} = -155,9 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$R_{bx} = -38,13 \cdot 10^3 \text{ Н}; R_{by} = -21,16 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Проверка реакций на соответствие на оси  $X$  и  $Y$  должна выполняться тождественно,  $(\sum P_{xi} = 0; \sum P_{yi} = 0)$ .

Используя формулы (11) – (16), строим эпюры изгибающих и крутящего моментов по длине вала ротора (рис. 7, л).

На основании анализа построения эпюр изгибающих и крутящего моментов по длине ротора заключаем, что наиболее опасными сечениями ротора являются:

– сечение в опоре А

$$M_x = 42,4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_y = 116,8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{кр} = 131,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

– сечение  $D$  в месте расположения гребня

$$M_x = 27,11 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_y = 105,4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{кр} = 131,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Возникающие эквивалентные напряжения по четвёртой гипотезе прочности в упомянутых сечениях равны соответственно 76,98 МПа и 91,1 МПа против напряжений 71 МПа и 69 МПа, приведённых в [5].

Перенапряжение составляет

$$\frac{91,1 - 69}{69} \cdot 100\% \approx 32\% .$$

Проведённые эксперименты по определению максимального напряжения в наиболее опасном сечении  $D$  в месте перехода от кольцевой шейки к профильной части ротора подтвердили правильность расчёта напряжений по предложенной методике. Полученные экспериментальные напряжения для промышленного варианта ротора резиносмесителя ДРС-140 составили  $\sigma_{эксп} = 85 \text{ МПа}$  [9], что на 7,2% меньше от расчётного напряжения  $\sigma_{расч} = 91,1 \text{ МПа}$  .

Максимальный прогиб, вычисленный по формуле (36) при  $\varphi = 90^\circ$  , ( $Z_1 = 0,46 \text{ м}$ ) составил:

$$f_{max} = \frac{0,01750 R^2}{EJ_0} + \frac{0,0815 R^2}{E(J_x \cos^2 \varphi + J_y \sin^2 \varphi)} =$$

$$= \left( \frac{0,0175}{3,52} + \frac{0,0815}{2,27} \right) \frac{478 \cdot 10^3 \cdot (800)^3}{2 \cdot 10^5 - 10^8} = 0,5 \text{ мм} < [f] = 2 \text{ мм},$$

что превышает на  $\frac{0,5 - 0,362}{0,362} \cdot 100\% = 38\%$  значение максимального прогиба, вычисленного по [5].

Итак, предложенная уточнённая методика расчёта позволяет более достоверно исследовать напряжённо-деформированное состояние элементов ротора двухроторных резиносмесителей и правильно выбрать основные геометрические параметры сечений ротора.

## 1.2. Минимизации массы конструкции двухслойного материального цилиндра

Однослойные цилиндры в силу большой толщины стенки не обеспечивают быстрого отвода тепла от внутренней поверхности. Кроме того, в результате быстрого износа внутренних стенок цилиндра необходимо регулярно проводить трудоёмкую технологическую операцию по их упрочнению. Поэтому весьма актуальны вопросы создания двухслойных цилиндров, удовлетворяющих не только условиям прочности, но и охлаждения и эксплуатации.

Вопросы прочности подобного типа конструкции изложены в [10 – 12], поэтому ограничимся приведением расчётных формул для максимальных эквивалентных напряжений по IV-й теории прочности, соответственно, для внутреннего и наружного цилиндров (рис. 8 – 10).

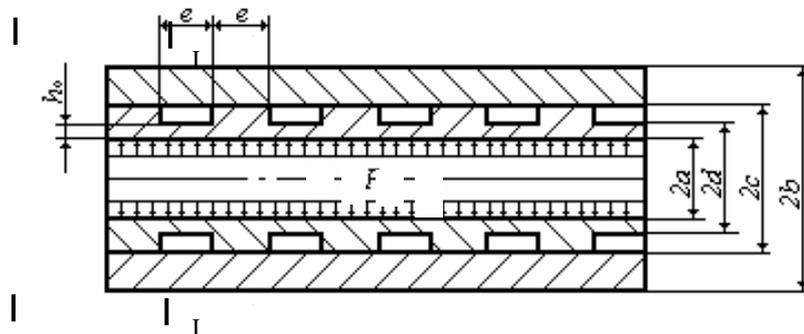


Рис. 8. Общий вид двухслойного цилиндра (вырез I-II см. рис. 10)

Поставленную проблему можно решить, применив двухслойные цилиндры с натягом, имеющие на наружной поверхности внутреннего цилиндра канавки для термостатирования. В процессе износа внутреннего цилиндра его можно заменять путём выпрессовывания, что существенно сказывается на экономической эффективности шнековой машины. Двухслойная конструкция цилиндров получила широкое распространение в шнековых машинах, предназначенных для переработки резиновых смесей.

Общий вид двухслойного цилиндра, состоящего из наружного толстостенного гладкого цилиндра  $1$  и внутренней гильзы  $2$  с кольцевыми канавками, изображён на рис. 8. Для исследования напряжённого деформированного состояния

такого цилиндра представим его в виде трёх основных элементов: оболочки 1 толщиной  $h$ , витков 2, заменённых в целях упрощения расчёта равноотстоящими по оси цилиндра кольцами толщиной  $e$ , диаметром  $d$  и толстостенного цилиндра 3.

Примем, что в местах сопряжения оболочки и кольца возникает нагрузка  $q_1$ , а вместе контакта кольца и толстостенного цилиндра – нагрузка  $q_2$ . Расчётная схема составного цилиндра показана на рис. 9.

Приведённая расчётная схема позволяет определить контактные давления  $q_1$  и  $q_2$  в местах сопряжения соответственно оболочки с кольцом и кольца с цилиндром. Так как расстояние  $e$  между кольцами незначительно и соизмеримо с толщиной цилиндра, то радиальные перемещения оболочки и цилиндра будут определяться равномерно-распределёнными составляющими нагрузок  $q'_1$  и  $q'_2$ , равными среднеарифметическому значению нагрузок в месте контакта и впадин

$$q'_1 = \frac{1}{2} q_1; K_{\text{шк}} = \frac{bh_1^2 h_2^2}{6L(h_1 + h_2)}.$$

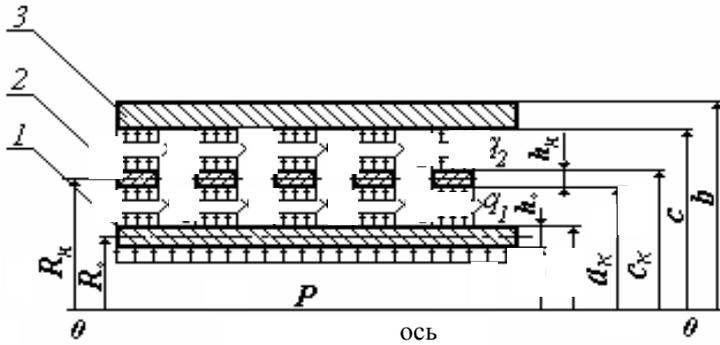


Рис. 9. Расчётная схема двухслойного цилиндра

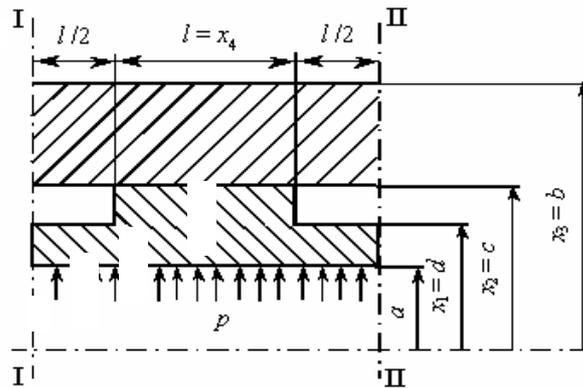


Рис. 10. Конструкция двухслойного цилиндра с канавками

в местах сопряжения

$$\max \sigma_{s1} = p \sqrt{\frac{1}{2} \left\{ \left[ \left( \frac{a}{d-a} + \mu \frac{l^2}{2(d-a)^2} \right) - \frac{2a}{d} \frac{d}{2(d-a)} - \frac{l^2}{2(d-a)^2} \right]^2 + \left[ \frac{l^2}{2(d-a)^2} + 1 \right]^2 + \left[ \left( \frac{a}{d-a} + \mu \frac{l^2}{2(d-a)^2} \right) - \frac{2a}{d} \frac{d}{2(d-a)} + 1 \right]^2 \right\}}, \quad (37)$$

$$\max \sigma_{s2} = p \sqrt{\frac{a^2}{c^2} \left[ \left( \frac{\beta^2 + 1}{\beta^2 - 1} \right)^2 + 1,8 \frac{\beta^2 + 1}{\beta^2 - 1} + 1,56 \right]}, \quad (38)$$

где  $\beta = \frac{b}{c}$ ;  $a$  – внутренний радиус внутреннего цилиндра, м;  $d$  – наружный радиус внутреннего цилиндра, м;  $c$  – внутренний радиус наружного цилиндра, м;  $b$  – наружный радиус наружного цилиндра, м;  $l$  – ширина кольцевой канавки, м;  $p$  – рабочее давление внутреннего цилиндра, МПа;  $\mu$  – коэффициент Пуассона для материала цилиндра.

Основная цель данного проектирования состоит в том, чтобы на основании расчётных формул (37) и (38) найти такие оптимальные геометрические параметры двухслойного цилиндра, которые наряду с прочностными характеристиками и эффективным отводом тепла обеспечивали бы минимальную массу конструкции:

$$M(\bar{x}) = \pi r \left[ 2(x_1^2 - a^2) + (x_2^2 - x_1^2) + 2(x_3^2 - x_2^2) \right]. \quad (39)$$

В связи с этим ставится задача: найти вектор параметров управления  $\bar{x} = (x_1, x_2, x_3, x_4)$ , который минимизирует целевую функцию, характеризующую расход материала (массы). При этом должны выполняться ограничения по прочности:

- для внутреннего цилиндра

$$\max \sigma_{\sigma_1} \leq [\sigma]_1; \quad (40)$$

- для наружного цилиндра

$$\max \sigma_{\sigma_2} \leq [\sigma]_2 \quad (41)$$

и геометрические ограничения по управляемым параметрам

$$a_i \leq x_i \leq b_i, \quad i = 1, 2, 3, 4. \quad (42)$$

### 1.3. Описание блок-схемы алгоритма минимизации массы двухслойного материального цилиндра с канавками в местах сопряжения

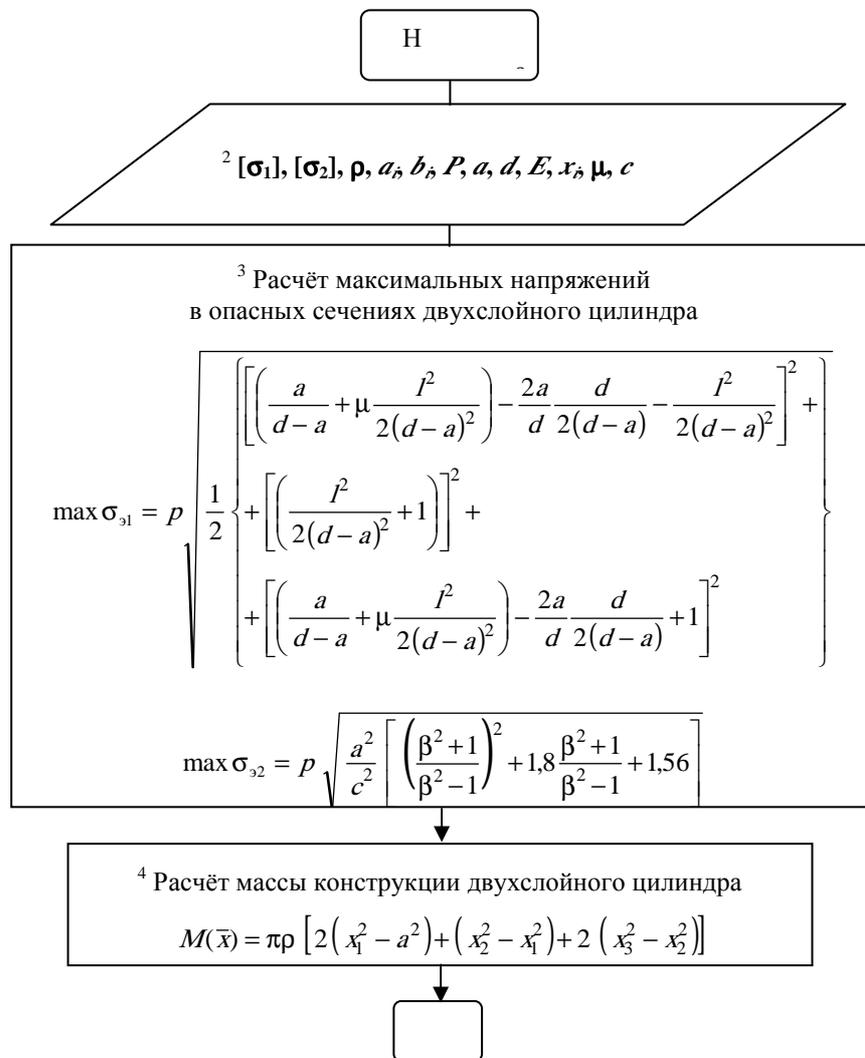


Рис. 11. Блок-схема алгоритма минимизации массы двухслойного материального цилиндра с канавками в местах сопряжения

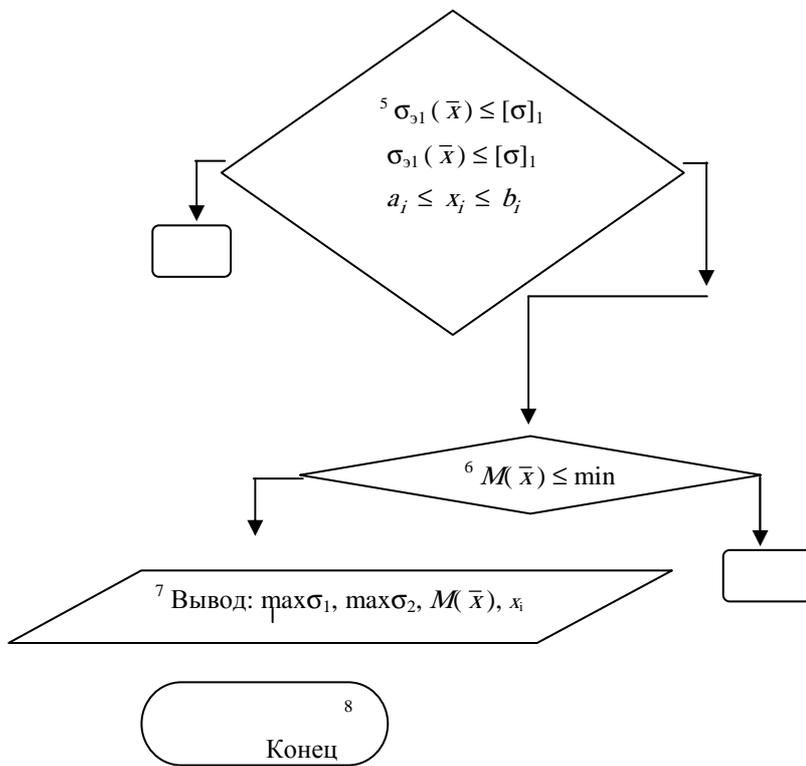


Рис. 11. Продолжение

Здесь  $\max \sigma_{31}$ ,  $\max \sigma_{32}$  – максимальные эквивалентные напряжения, соответственно, для внутреннего и наружного цилиндров, определяемые по формулам (37) и (38);  $[\sigma]_1$ ,  $[\sigma]_2$  – допускаемые напряжения для материалов внутреннего и наружного цилиндров;  $M(x)$  – масса участка составного цилиндра единичной длины;  $x_i$  – геометрические размеры составного цилиндра;  $\rho$  – плотность материала цилиндров.

Для составного цилиндра со следующими исходными данными:

$a = 22,5$  мм;  $p = 150$  МПа;  $[\sigma]_1 = 566$  МПа;  $[\sigma]_2 = 434$  МПа;  $25 \leq x_1 \leq 32$  мм;  $30 \leq x_2 \leq 37$  мм;  $42 \leq x_3 \leq 52$  мм;  $8 \leq x_4 \leq 15$  мм; материал цилиндров сталь;  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа;  $\mu = 0,3$ ;  $\rho = 7,8 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup> с помощью программы «minMT-LC» (прил. программа 1), реализующей алгоритм МСД (блок-схема приведена на рис. 11), получены следующие значения оптимальных параметров конструкции:  $x_1^* = 25,6$  мм;  $x_2^* = 33,6$  мм;  $x_3^* = 42$  мм;  $x_4^* = 8$  мм. При этом минимальная масса участка составного цилиндра единичной длины составила  $M_{\min}^* = 0,05$  кг.

#### 1.4. Расчёт основных технологических и конструктивных параметров двухшнековых смесителей с учётом минимизации технологической мощности

##### 1.4.1. Выбор параметров управления

Выбор параметров управления осуществляется в результате теоретического анализа влияния технологических параметров процесса смешения и геометрических размеров шнекового оборудования на функции состояния.

В качестве функций состояния принимаем технологическую мощность  $N$  и производительность шнековой машины  $Q$ , которые рассчитываются по уравнениям, приведенным в [12, пп. 2.4 и 2.5; 13].

Влияние конструктивных и технологических параметров двухшнековой машины рассмотрено на примере получения клеевой композиции (80%-я смесь натурального каучука «смокед-шите» и растворителя «нефрас») со следующими физико-механическими и реологическими свойствами:  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup> – плотность клеевой композиции;  $m_0 = 27,5$  кПа · с<sup>n</sup>;  $n_r = 0,49$  – мера консистенции и индекс течения клеевой композиции;  $T_{\text{вх}} = T_{\text{вых}} = T_{\text{пер}} = 293$  К – температура входа и выхода клеевой композиции (температура переработки);  $\Delta P = 5$  МПа – перепад давления по длине рабочих органов (шнеков).

Исходя из анализа линий уровня функций состояния производится выбор параметров управления для оптимизации процесса и конструкции оборудования смешения высоковязких композиций. Рассматривая влияние каждого из основных технологических ( $\omega$ ) и конструктивных ( $\varphi$ ,  $h$ ,  $D$ ,  $\delta$ ,  $e$ ,  $e_k$ ) параметров на величину изменения функций состояния ( $N$ ,  $Q$ ), выбираем в качестве параметров управления следующие варьируемые величины: угол наклона винтовой линии шнека  $\varphi$ ; его глубину винтового канала  $h$ ; наружный диаметр  $D$ ; угловую скорость  $\omega$ ; ширину гребня шнека  $e$ ; ширину смесительных дисков (эксцентриковых насадок)  $e_k$ .

##### 1.4.2. Оптимизация процесса и оборудования смешения высоковязких композиций

Математическая формулировка задачи оптимизации состоит в следующем.

Пусть  $\bar{x}$  – переменные управления;  $\bar{y}$  – переменные состояния;  $F(\bar{x}, \bar{y})$  – целевая функция;  $R(\bar{x}, \bar{y})$  – функции ограничения. Необходимо найти такие значения переменных управления  $\bar{x}$ , переменных состояния  $\bar{y}$ , чтобы целевая функция  $F$  достигала своего экстремального значения. Необходимым требованием успешного решения данной задачи является возможность расчёта оптимальных конструктивных размеров двухшнекового оборудования и технологических параметров процесса смешения при переработке конкретных полимерных композиций.

Таким образом, конкретная постановка задачи оптимизации процесса и оборудования смешения высоковязких композиций заключается в нахождении значений конструктивных и технологических параметров при которых критерий оптимизации (технологическая мощность) стремится к минимуму

$$[F = N(\varphi, h, D, \omega, e, e_k)] \rightarrow \min \quad (43)$$

при выполнении условий в виде ограничений (44) – (46):

- прочность материала (жесткость, устойчивость) шнека

$$R(\varphi, h, D, \omega, e, e_k) \leq [\sigma]; \quad (44)$$

- производительность двухшнекового смесителя

$$Q_{\text{зад}} = Q(\varphi, h, D, \omega, e, e_k); \quad (45)$$

- диапазон изменения параметров управления:

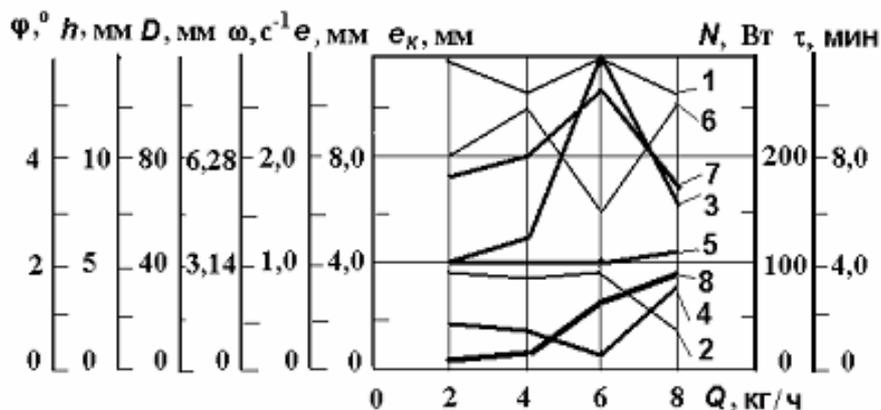
$$\left. \begin{aligned} D_l &\leq D \leq D'; \\ \varphi_l &\leq \varphi \leq \varphi'; \\ \omega_l &\leq \omega \leq \omega'; \\ D k_{e'l} &\leq k_e D \leq D k_{e'k}; \\ D k_{e'k} &\leq k_{ek} D \leq D k_{ek}'; \end{aligned} \right\} \quad (46)$$

где  $\varphi_l, D k_{e'l}, D_l, \omega_l, D k_{e'k}, D k_{ek'l}$  и  $\varphi', D k_{e'k}, D', \omega', D k_{ek}', D k_{ek}'$  – соответственно, левая и правая границы изменения конструктивных ( $\varphi, h, D, e, e_k$ ) и технологического ( $\omega$ ) параметров;  $k_{h'l}, k_{e'l}, k_{ek'l}, k_{h'}, k_{e'}, k_{ek}', k_{h}, k_e, k_{ek}$  – соответственно, коэффициенты учитывающие левую, правую границы изменения и начальные значения конструктивных параметров ( $h, e, e_k$ );  $Q_{\text{зад}}$  – заданное значение производительности двухшнековой машины;  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение материала шнека (допускаемый прогиб, коэффициент запаса по устойчивости).

Для решения уравнений (43) – (46) применялся метод скользящего допуска [14], реализуемый программой на языке Бейсик. Получены значения оптимальных конструктивных ( $\varphi, h, D, e, e_k$ ) и технологических ( $\omega, N$ ) параметров в виде графических зависимостей от производительности двухшнековой машины  $Q$ .

При проектировании нового оборудования принимались следующие исходные данные:  $D = 0,04 \dots 0,1$  м;  $\varphi = (4 \dots 6)^\circ$ ;  $k_{h'l} = 0,12$ ;  $k_{h'} = 0,18$ ;  $\omega = (1,05 \dots 10,5) \text{ c}^{-1}$ ;  $k_{e'l} = 0,02$ ;  $k_{e'} = 0,1$ ;  $k_{ek'l} = 0,02$ ;  $k_{ek}' = 0,1$ ;  $\Delta P = 5$  МПа;  $\delta = 0,01 D$  м;  $z = 10$  – число витков винтовой нарезки шнека;  $n_k = 45$  – число пар смесительных дисков (кулачков). А также начальные значения параметров управления:  $D_0 = 0,1$  м;  $\varphi_0 = 4^\circ$ ;  $h_0 = 0,12 D$  м;  $\omega_0 = 1,05 \text{ c}^{-1}$ ;  $e_0 = 0,02 D$  м;  $e_{k0} = 0,02 D$ .

Расчёты проведены на примере смешения клеевой композиции (80 %-я смесь натурального каучука «смокед-шитс» и растворителя «нефрас») со следующими физико-механическими и реологическими свойствами:  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ ;  $m_0 = 27,5 \text{ кПа} \cdot \text{c}^{n_r}$ ;  $n_r = 0,49$  – плотность, мера консистенции и индекс течения клеевой композиции, соответственно;  $T_{\text{вх}} = T_{\text{вых}} = T_{\text{пер}} = 293 \text{ К}$  – температура входа и выхода клеевой композиции (температура окружающей среды);  $\Delta P = 5$  МПа – перепад давления по длине рабочих органов (шнеков).



**Рис. 12. Зависимости оптимальных конструктивных (1 –  $\varphi$ , 2 –  $h$ , 3 –  $D$ , 5 –  $e$ , 6 –  $e_k$ ) и технологических (4 –  $\omega$ , 8 –  $N$ , 7 –  $\tau$ ) параметров от производительности  $Q$**

При усовершенствовании существующего оборудования принимались следующие исходные и начальные данные:  $D = 0,04$  м;  $\varphi = (4 \dots 6)^\circ$ ;

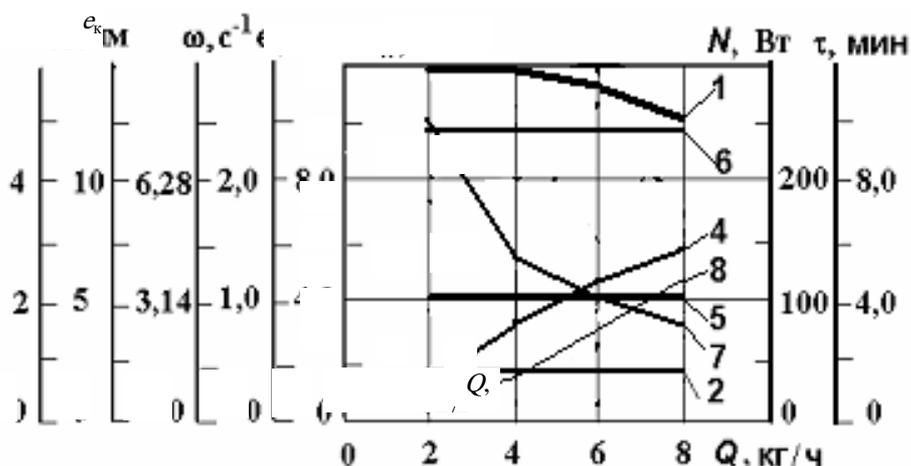
$$k_{h'} = 0,12; k_h' = 0,18; \omega = (1,05 \dots 10,5) \text{ с}^{-1}; k_{e'} = 0,02; k_e' = 0,1; k_{e_k'} = 0,02;$$

$k_{e_k'} = 0,1; \Delta P = 5$  МПа;  $\delta = 0,01D$  м;  $\varphi_0 = 4^\circ$ ;  $h_0 = 0,12D$  м;  $\omega_0 = 1,05 \text{ с}^{-1}$ ;  $e_0 = 0,02D$  м;  $e_{k0} = 0,02D$ ;  $z = 10$  – число витков винтовой нарезки;

$n_k = 45$  – число пар смесительных дисков (кулачков).

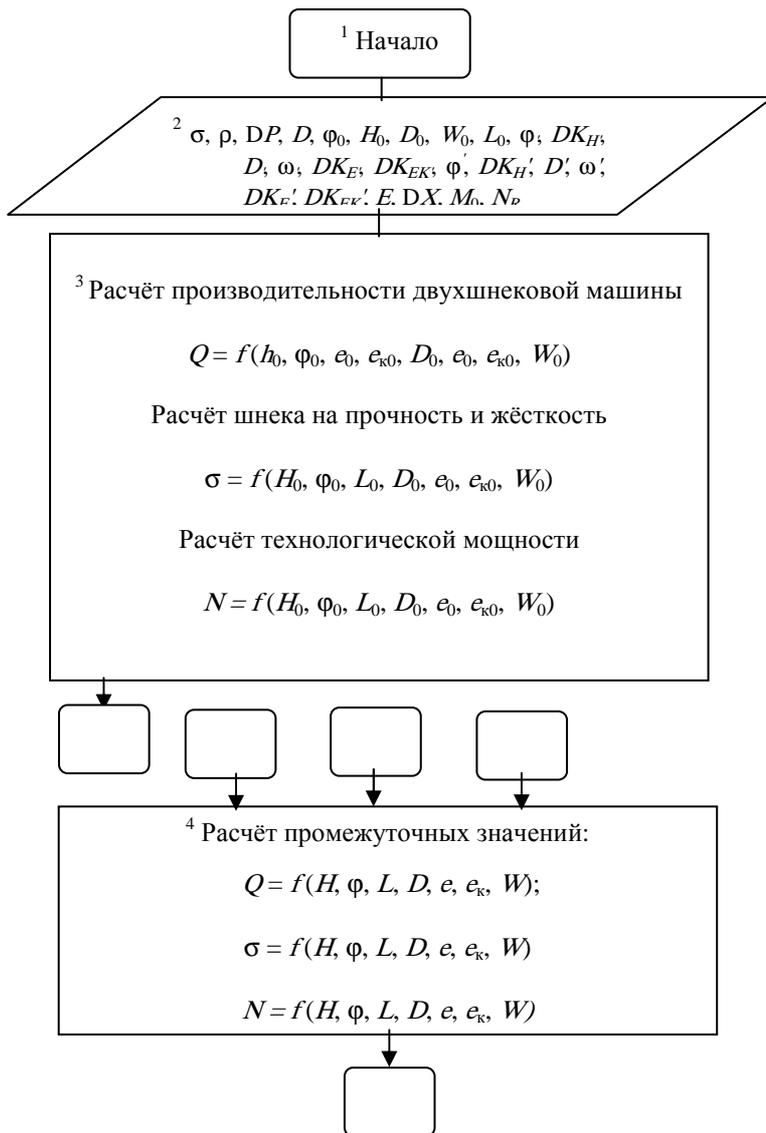
Согласно кривым на рис. 12, 13, при увеличении производительности двухшнековой машины  $Q$ , технологическая мощность  $N$  увеличивается главным образом за счёт увеличения угловой скорости шнека  $\omega$  и его диаметра  $D$ , так как при этом возрастают затраты энергии на: транспортирование перерабатываемого материала по винтовому каналу; компенсацию потерь вследствие перепада давления по длине шнека; трение в зазоре  $\delta$ .

Разработана программа для расчёта на ЭВМ (прил. 1, программа 2), позволяющая определять оптимальные технологические параметры процесса и конструктивные размеры оборудования получения высоковязких композиций. Порядок работы программы 2 поясняется табл. 1 и схемой алгоритма (рис. 14).



**Рис. 13. Зависимости оптимальных конструктивных (1 –  $\varphi$ , 2 –  $h$ , 5 –  $e$ , 6 –  $e_k$ ) и технологических (4 –  $\omega$ , 8 –  $N$ , 7 –  $\tau$ ) параметров от производительности  $Q$  при  $D = 0,04$  м**

**4.3. Описание блок-схемы алгоритма расчёта оптимальных технологических параметров процесса и конструктивных размеров оборудования для смешения высоковязких композиций**



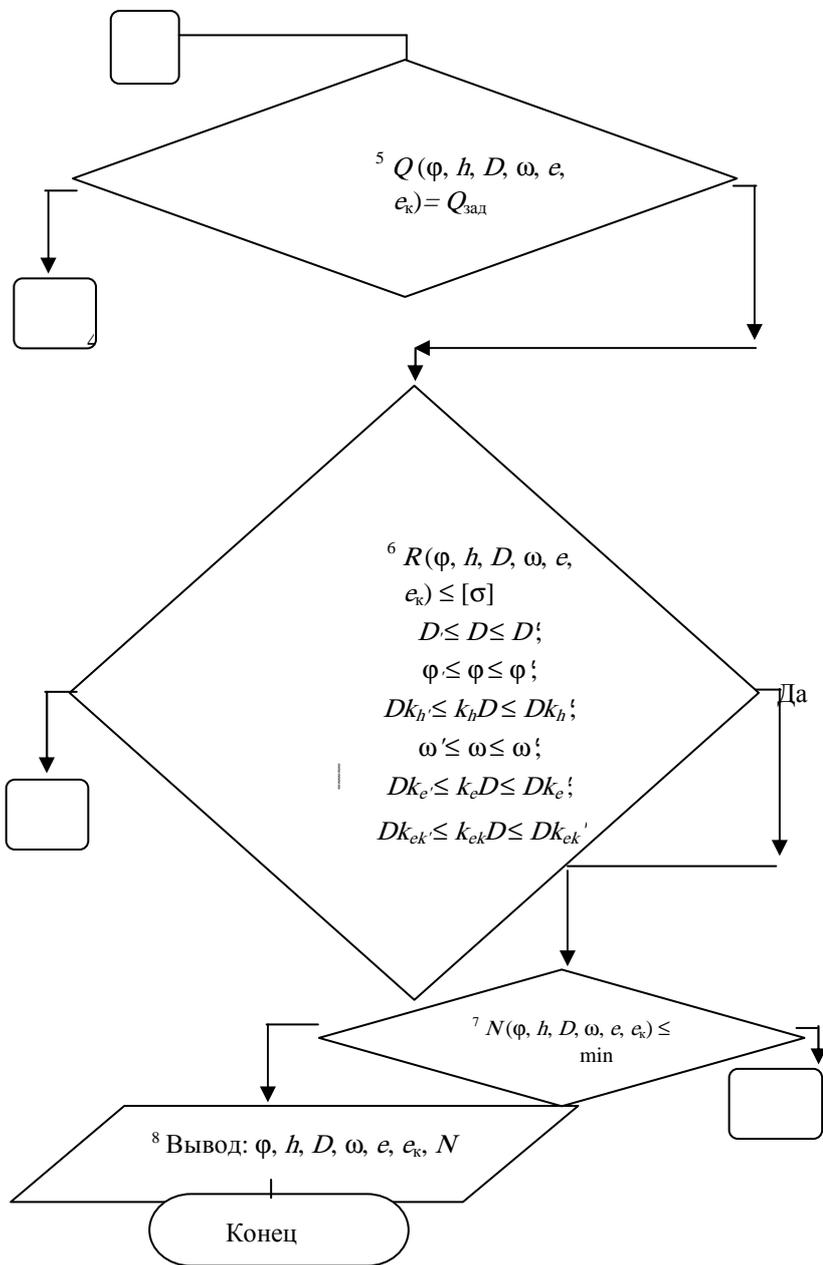


Рис. 14. Блок-схема алгоритма расчёта оптимальных технологических параметров процесса и конструктивных размеров оборудования для смешения высоковязких композиций

## 1. Идентификаторы к программе 1

Наименование величин	Обозначение	Обозначение в программе (идентификаторы)
1. Диаметр шнека, м	$D$	DG
2. Диаметр сердечника шнека, м	$d_b$	dGv
3. Длина нарезной части шнека, м	$l_n$	Lv
4. Межцентровое расстояние между шнеками, м	$A$	AA
5. Плотность высоковязкой композиции, кг/м <sup>3</sup>	$\rho$	RO
6. Мера консистенции высоко-вязкой композиции, Па · с <sup><math>n_r</math></sup>	$m_{01}, m_{02}, m_{03}, m_{04},$	ETA1, ETA2, ETA3, ETA4,
7. Индекс течения высоковязкой композиции	$n_{r1}, n_{r2}, n_{r3}, n_{r4}$	pm1, pm2, pm3, pm4,
8. Функции ограничения	$R$	R
9. Общее число переменных	$N_x$	Nx
10. Общее число ограничений в виде равенств	$N_c$	Nc
11. Общее число ограничений в виде неравенств	$N_{ic}$	Nic
12. Число витков, шт.	$z$	ZV
13. Заданная производительность шнековой машины, кг/ч	$Q$	QZ
14. Угол захвата, ...°	$\alpha$	ALF
15. Число пар кулачков, шт.	$n_k$	nk1
16. Угол наклона винтовой линии шнека, ...°	$\varphi$	FI
17. Средний диаметр шнека, м	$D_{cp}$	DGs
18. Длина занятая смесительными дисками, м	$l_d$	LD
19. Шаг винтовой нарезки шнека, м	$t$	t1

Продолжение табл.1

Наименование величин	Обозначение	Обозначение в программе (идентификаторы)
20. Глубина винтового канала шнека, м	$h$	$h$
21. Распределение давления по длине шнека, Па	$\Delta P$	PG1
22. Частота вращения шнеков, $c^{-1}$	$n$	nw1
23. Число пар смесительных дисков (кулачков)	$n_k$	nk1
24. Касательное напряжение, Па	$\tau(x)$	TAU
25. Модуль упругости 1 рода, Па	$E$	E
26. Допускаемое напряжение, Па	$[\sigma]$	SIG
27. Допускаемый прогиб, м	$[W]$	WDOP
28. Плотность материала шнека, $кг/м^3$	$\rho_1$	RO1
29. Ускорение свободного падения, $м/с^2$	$g$	gu
30. Изгибающий момент, $Н \cdot м$	$M_n$	Miz
31. Крутящий момент, $Н \cdot м$	$M_{кр}$	MKR
32. Эквивалентное напряжение, Па	$\sigma_{эkv}$	SIGEKV
33. Технологическая мощность, Вт	$N$	N
34. Угловая скорость шнеков $\omega = 2\pi n, c^{-1}$	$\omega$	nw1
35. Максимальный прогиб шнека, м	$f_{max}$	fmax
36. Суммарный средний коэффициент заполнения	$K$	KK1
37. Эффективный градиент скорости сдвига, $c^{-1}$	$grad \vartheta_1, grad \vartheta_2, grad \vartheta_3, grad \vartheta_4$	GRADV1, GRADV2, GRADV3, GRADV4
38. Зазор, м	$\delta$	det

#### 1.4.4. Методика инженерного расчёта оптимальных технологических и конструктивных параметров двухшнековых смесителей

Авторами разработана следующая методика инженерного расчета оптимальных технологических и конструктивных параметров двухшнековых смесителей.

1. Необходимые для расчёта исходные данные:  $m_0$ ,  $n$ ,  $\rho$  – соответственно, реологические константы и плотность высоковязкой композиции при температуре переработки  $T_{пер}$ ;  $\nu = -\frac{dV_c}{d\dot{n}}$  – коэффициент изменения качества смеси за один оборот шнеков;  $x_i \leq x_i' \leq x_i''$  – границы изменения варьируемых параметров и их начальные значения ( $i = 1 \dots 5$ );  $\Delta P$  – перепад давления по длине шнека;  $Q$  – производительность шнековой машины;  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение материала шнека;  $J$  – индекс качества смеси (0,65 ... 0,95).

2. Постановка задачи расчёта.

В а р и а н т 1: Разработка производства высоковязких полимерных композиций экструзионным методом и проектирование нового оборудования.

В а р и а н т 2: Модернизация существующего процесса и оборудования при производстве высоковязких полимерных композиций.

3. По уравнениям [12, пп. 2.4 и 2.5] при условии минимизации технологической мощности и соответствующих исходных данных и ограничениях (43) – (44) с помощью программного обеспечения (см. прил. 1, программа 2) определяются:

- в а р и а н т 1 – оптимальные технологические ( $\omega$ ,  $N$ ) и конструктивные ( $\varphi$ ,  $h$ ,  $D$ ,  $e$ ,  $e_k$ ) параметры;
- в а р и а н т 2 – оптимальные технологические ( $\omega$ ,  $N$ ) и конструктивные ( $\varphi$ ,  $h$ ,  $e$ ,  $e_k$ ) параметры.

В случае если не будет найдено решение, то необходимо либо расширить границы изменения параметров

управления, либо изменить заданный технологический режим процесса.

По данной методике проведён пример расчёта.

1. Числовые значения исходных данных см. п. 1.4.2.
2. Постановка задачи расчёта. Вариант 1. Вариант 2.
3. Вариант 1 – результаты оптимизации см. рис. 12; вариант 2 – результаты оптимизации см. рис. 13.

## 2. ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТАНИН ВАЛЦЕВ

В работах [15 – 18] было отмечено, что задачей проводимых расчётов станин валцов является не только определение напряжений во всей конструкции на стадии проектирования [19 – 25], но и создание равнопрочных конструкций, обеспечивающих минимальную металлоёмкость.

Если в большинстве сечений станины напряжения одинаковы и не превышают допусковых, то задача проектирования равнопрочной конструкции решена. Если нет – то размеры конструкции станины ещё раз уточняются.

Как показали проверочные расчёты станины валцов, не все участки рамы работают по напряжениям одинаково: значительно недогружены верхняя траверса и нижнее основание. Поэтому возникает необходимость проведения окончательных расчётов по оптимизации конструктивных параметров элементов станины, чтобы удовлетворялись все проектные требования, такие как ограничения, накладываемые на напряжения, прогибы и геометрию конструкции при её наименьшей массе.

Для решения поставленной задачи используем хорошо зарекомендовавший себя на практике математический аппарат оптимизации – метод скользящего допуска (МСД) [14].

Задача весовой оптимизации для станины валцов может быть сформулирована следующим образом: из условий заданных максимального распорного усилия между валками, допусковых напряжений для материала станины (рис. 15) и прогиба валков найти такие значения толщин  $H_1$ ,  $H_2$ , и  $H_3$  сечений рамы (рис. 16), чтобы объём материала системы был минимальным, т.е.:

$$V(H^*) = \min V(H), H \in D; \quad (47)$$

$$D = \{H: \sigma_{\max}(H) \leq [\sigma]; f_{\max}^i(H) \leq [f]_i; a_i \leq H_i \leq b_i; i = 1, 2, 3\}. \quad (48)$$

Здесь  $V(H^*)$  – объём (масса) конструкции станины;  $a_i$ ,  $b_i$  – наибольший и наименьший размеры сечений станины;  $[\sigma]$ ,  $[\sigma]_i$  – допусковые напряжения для материала станины при растяжении и изгибе, соответственно;  $[f]_i$  – допустимый прогиб валка, равный допустимой величине разнотолщинности получаемого изделия;  $\sigma^i(H_i)$  – эквивалентные напряжения для материала по принятой гипотезе прочности;  $D$  – допустимая область проектных решений.

### 2.1. Оптимизация конструктивных параметров станины промышленных валцов с распорным усилием 1000 кН

Общий вид конструкции станины промышленных валцов приведён на рис. 15. Данная конструкция разработана на заводе «Тамбовполимермаш» и представляет собой литую станину двутаврового сечения, отлитую из стали марки Сталь 45Л, боковые стойки и горизонтальная поперечина в сечении имеют симметричный двутавр, траверса также выполнена в виде двутавра с разной шириной полок.

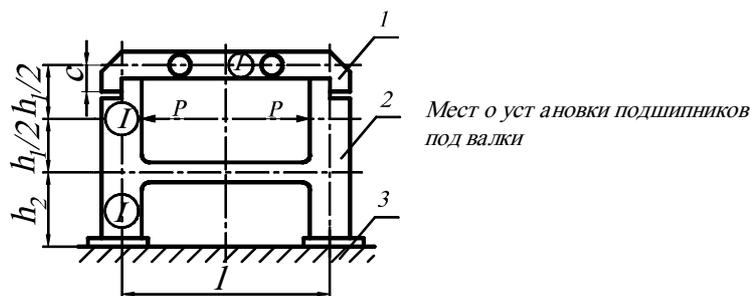


Рис. 15. Конструкция станины валцов

Размеры и форма сечений станины приведены на рис. 16 (а, б, в).

Следует отметить, что сечение Н-образной рамы имеет одинаковые размеры и форму, т.е.  $J_1 = J_2$ .

Для удобства вычисления геометрических характеристик сечений рамы заменим горизонтальные верхние и нижние полки двутавра на прямоугольники. В результате получим приведённое сечение двутавра (рис. 16, в). Тогда, имея приведённое сечение двутавра, получим в общем виде следующие геометрические характеристики [19].

Момент инерции относительно оси  $X$ :

$$J_x = \frac{1}{3} (By_1^3 - B_1h^3 + by_1^3 - b_1h_1^3). \quad (49)$$

Моменты сопротивления:

- для верхних волокон

$$W_X^B = \frac{J_X}{y_1}; \quad (50)$$

- для нижних волокон

$$W_X^H = \frac{J_X}{y_1}. \quad (51)$$

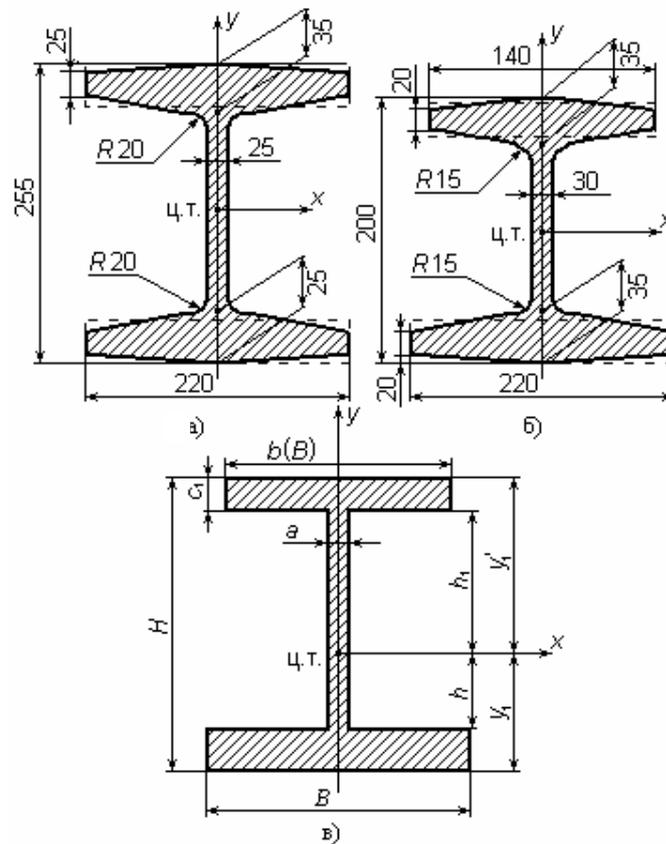


Рис. 16. Форма сечений рамы

Площадь сечения

$$F = bc_1 + a(h + h_1) + Bc \quad (52)$$

Моменты сопротивления:

- для верхних волокон

$$W_X^B = \frac{J_X}{y_1}; \quad (53)$$

- для нижних волокон

$$W_X^H = \frac{J_X}{y_1}. \quad (54)$$

Площадь сечения

$$F = bc_1 + a(h + h_1) + Bc \quad (55)$$

Центр тяжести сечения

$$y_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{aH^2 + B_1c^2 + b_1c_1(2H - c_1)}{aH + B_1c + b_1c_1},$$

где  $b_1 = b - a$ ;  $B_1 = B - a$ ;  $y_1' = H - y_1$ ;  $h = y_1 - c$ ;  $h_1 = y_1' - c_1$ .

Подставляя в формулы (59) – (62) размеры, приведённые на рис. 16 а, б, получим для:

- вертикальных стенок:  $J_1 = 245 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$ ;  $F_1 = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ;
- $W_1^B = 2,18 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ;  $W_1^H = 1,77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ;  $H_1 = 0,25 \text{ м}$ ;  $B_1 = 0,22 \text{ м}$ .
- горизонтальной перекладины:  $J_2 = J_1$ ;  $F_2 = F_1$ ;  $W_2^B = W_1^B$ ;
- $W_2^H = W_1^H$ ;  $H_2 = H_1$ ;  $B_2 = B_1$ .
- траверсы:  $J_3 = 33,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$ ;  $F_3 = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ;  $W_3^B = 0,276 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ;
- $W_3^H = 0,46 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ;  $H_3 = 0,1925 \text{ м}$ ;  $B_3 = 0,22 \text{ м}$ ;  $b_3 = 0,140 \text{ м}$ .

Исходные данные для расчёта станины вальцев (промышленный вариант):  $h_1 = 0,435l$ ;  $h_2 = 0,333l$ ;  $l = 1,520 \text{ м}$ ;  $J_2 = J_1 = 245 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$ ;

$J_3 = 33,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$ ;  $P = 1000 \text{ кН}$ ; материал – Сталь 45Л;  $[\sigma]_{\text{н}} = 150 \text{ МПа}$ ;

$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ; [20]

Согласно рис. 16, а данная рама станины вальцев трижды статически неопределима, для нашего случая получим следующие значения неизвестных усилий:  $x_1 = -0,004P$ ;  $x_2 = -0,885P$ ;  $x_3 = 0,362P$ .

Окончательная эпюра изгибающих моментов для рамы приведена на рис. 16, б (ввиду симметрии рамы показана её половина).

Напряжения в опасных участках рамы определяются по формулам :

а) траверса

$$\sigma_{3\text{max}} = \sigma_{\text{тр}} = \frac{x_3 c}{W_3^B} + \frac{x_3}{F_3} \leq [\sigma], \quad (56)$$

где  $c = 0,0875 \text{ м}$ ;  $W_3^B = 0,276 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ;  $F_3 = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ;  $x_3 = 0,362P$ ;  $P = 10^6 \text{ Н}$ ;

$$\sigma_{\text{тр}} = 115 + 25,8 = 143,8 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{н}} = 150 \text{ МПа}.$$

б) Н-образная стойка.

Сечение D:

$$\sigma_{1\text{max}} = \sigma_{\text{д}} = \frac{M_{\text{н}}^D}{W_1^H} = \frac{x_3 \frac{h}{2}}{W_1^H} = \frac{120 \cdot 10^6}{1,77 \cdot 10^6} = 68 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{н}}. \quad (57)$$

Сечение E:

$$\sigma_{2\text{max}} = \sigma_{\text{е}} = \frac{M_{\text{н}}^E}{W_2} + \frac{x_2}{F_2} = \frac{x_1}{W_2} + \frac{x_2}{F_2} = 3,9 + 55 = 58,9 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{н}}. \quad (58)$$

Сечение B:

$$\sigma_{4\text{max}} = \sigma_{\text{в}} = \frac{M_{\text{н}}^B}{W_1^H} = \frac{0,056 Pl}{W_1^H} = 48 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{н}}. \quad (59)$$

Абсолютный прогиб рамы в точке приложения силы  $P$  определяется путём перемножения единичной эпюры моментов (рис. 18, в) на эпюру моментов от заданных сил (рис. 18, б):

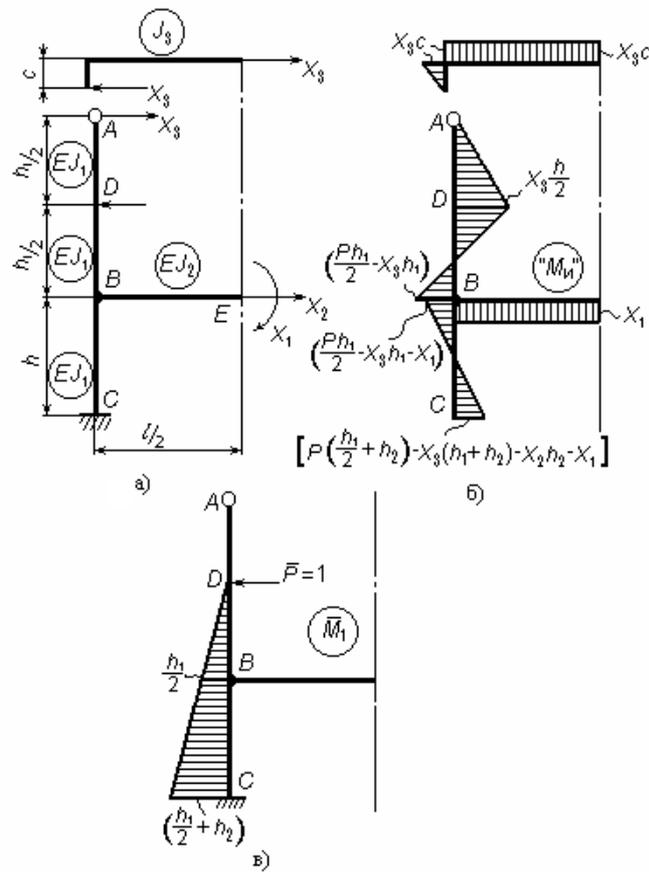


Рис. 18. Эпюры моментов для рамы

$$\begin{aligned}
 f_D = \frac{1}{EI_1} & \left[ -x_3 \frac{h_1^3}{16} - x_3 \frac{h_1^3}{24} + \frac{Ph_1^3}{24} - x_3 h_1 h_2 (2h_2 + h_1) \frac{1}{4} - \right. \\
 & - \frac{1}{2} x_3 h_2^2 \left( \frac{h_1}{2} + \frac{2}{2} h_2 \right) + Ph_1 h_2 \left( h_2 + \frac{h_1}{2} \right) \frac{1}{4} + \frac{1}{2} Ph_2^2 \left( \frac{h_1}{2} + \frac{2}{2} h_2 \right) - \\
 & \left. - \frac{1}{2} x_2 h_2^2 \left( \frac{h_1}{2} + \frac{2}{2} h_2 \right) - \frac{1}{2} x_1 h_2 \left( h_2 + \frac{h_1}{2} \right) - \frac{1}{2} x_1 h_2 \left( h_2 + \frac{h_1}{2} \right) \right] + \\
 & + \frac{x_3 l / 2}{EF_3} + \frac{x_2 l / 2}{EF_2} \leq [f], \tag{60}
 \end{aligned}$$

где  $[f]$  – допускаемый прогиб для рамы,  $[f] = 0,001$  м;  $f_D = 0,000384$  м  $\ll [f] = 0,001$  м, т.е. жёсткость станины вальцев обеспечена.

Результаты расчётов по допускаемым напряжениям показали, что не все участки станины вальцев испытывают напряжения, равные допускаемым. Это говорит о том, что метод расчёта конструкций по допускаемым напряжениям не даёт возможности получить равнопрочную конструкцию, что приводит в целом к значительному расходу металла, а, следовательно, к утяжелению массы станины.

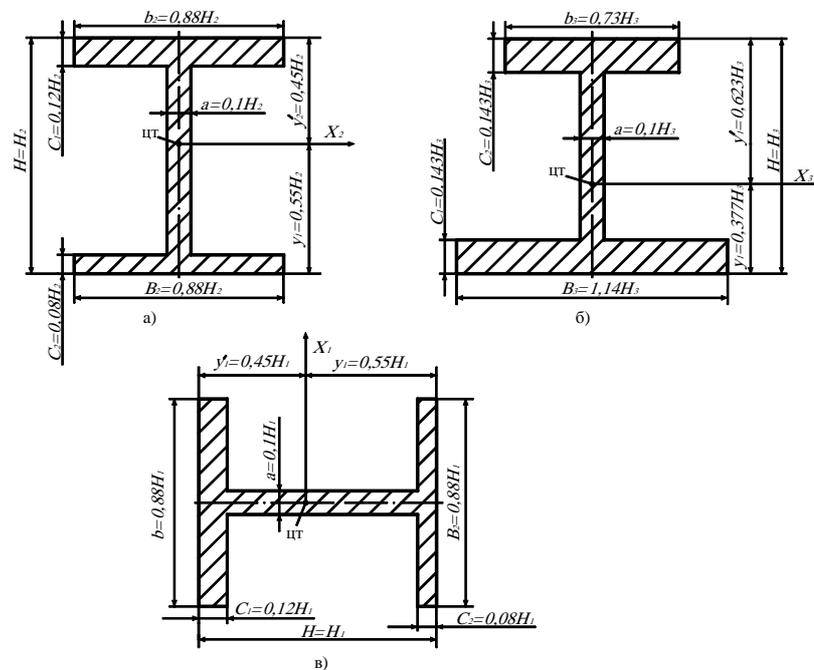


Рис. 19. Форма сечений рамы

Для получения конструкции станины валцов минимальной массы с равнопрочными элементами проведём оптимизацию конструктивных параметров станины. В качестве искоемых параметров станины принимаем: высоту сечения траверсы  $H_3$ , высоту сечения ригеля (горизонтальная перекладина)  $H_2$  и ширину сечения стойки  $H_1$  (рис. 18). Все остальные параметры двутаврового профиля являются функциями параметров  $H_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ) (рис. 19, а, б, в).

При этом в расчётах приняты следующие ограничения на размеры проектных параметров:

$$0,1 \leq x_1 \leq 0,2 \text{ м}; 0,1 \leq x_2 \leq 0,2 \text{ м}; 0,1 \leq x_3 \leq 0,2 \text{ м}.$$

Система уравнений для ограничения прочности имеет вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{\sigma_{1\max}}{[\sigma]} - 1 &\leq 0 \\ \frac{\sigma_{2\max}}{[\sigma]} - 1 &\leq 0 \\ \frac{\sigma_{3\max}}{[\sigma]} - 1 &\leq 0 \\ \frac{\sigma_{4\max}}{[\sigma]} - 1 &\leq 0 \end{aligned} \right\},$$

где  $\sigma_{1\max}$ ,  $\sigma_{2\max}$ ,  $\sigma_{3\max}$ ,  $\sigma_{4\max}$  – максимальные напряжения соответственно в стойках, нижнем поясе рамы и траверсе, определённые из уравнений (56) – (59):

$$\sigma_{1\max} = \sigma_D = \frac{0,0785 Pl}{0,112 H_1^3}; \quad \sigma_{2\max} = \sigma_E = \frac{0,004 Pl}{0,112 H_2^3} + \frac{0,885 P}{0,2665 H_2^2};$$

$$\sigma_{3\max} = \sigma_{тр} = \frac{0,362 P c}{0,0386 H_3^3} + \frac{0,362 P}{0,378 H_3^2}; \quad \sigma_{4\max} = \sigma_B = \frac{0,056 Pl}{W_1^H}.$$

Функция минимального объёма станины валцов запишется:

$$V(H_1, H_2, H_3) = 2 \cdot 0,2565 H_1^2 (h_1 + h_2) + 0,2565 H_2^2 l + 0,378 H_3^2 l.$$

Для получения проекта минимального объёма использовался метод МСД при следующих данных: шаг  $t = 0,005$  м; начальная стартовая точка  $H_1^{(0)} = H_2^{(0)} = H_3^{(0)} = 0,08$  м; степень точности поиска  $\epsilon = 10^{-3}$ .

Расчёт проводился с помощью программы 3 на ЭВМ (прил.), на которую получено Свидетельство об официальной регистрации [29, 30].

2.2. Описание блок-схемы алгоритма минимизации массы станины вальцев промышленных с распорным усилием 1000 кН

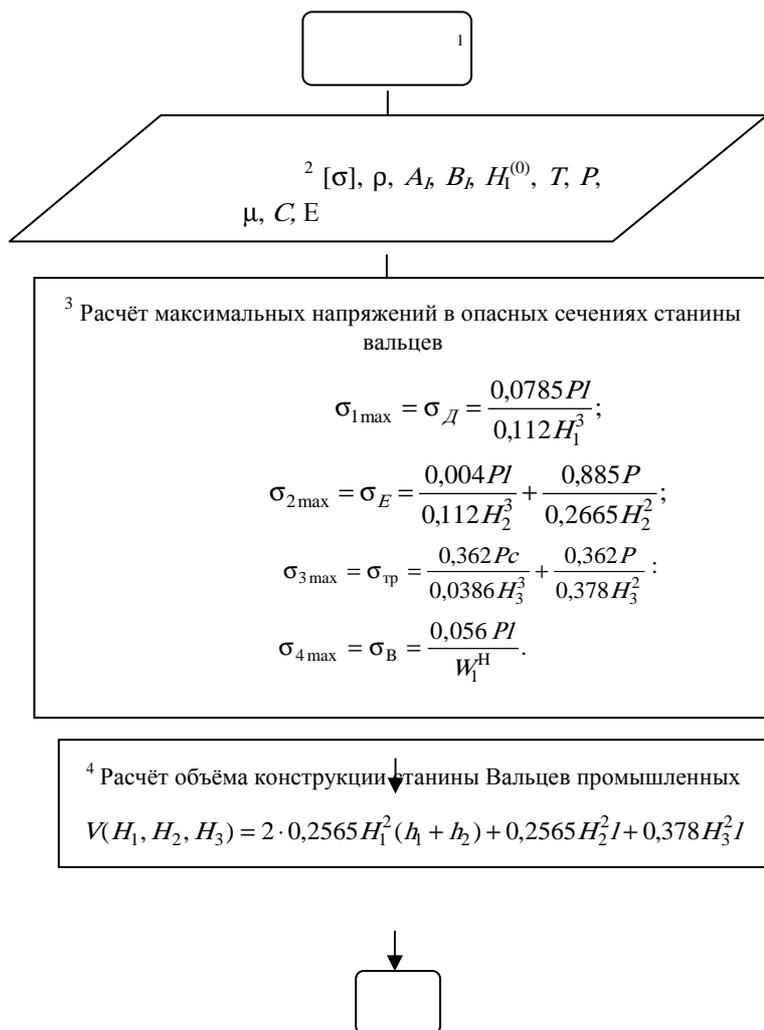


Рис. 20. Блок-схема алгоритма минимизации массы станины вальцев промышленных с распорным усилием 1000 кН

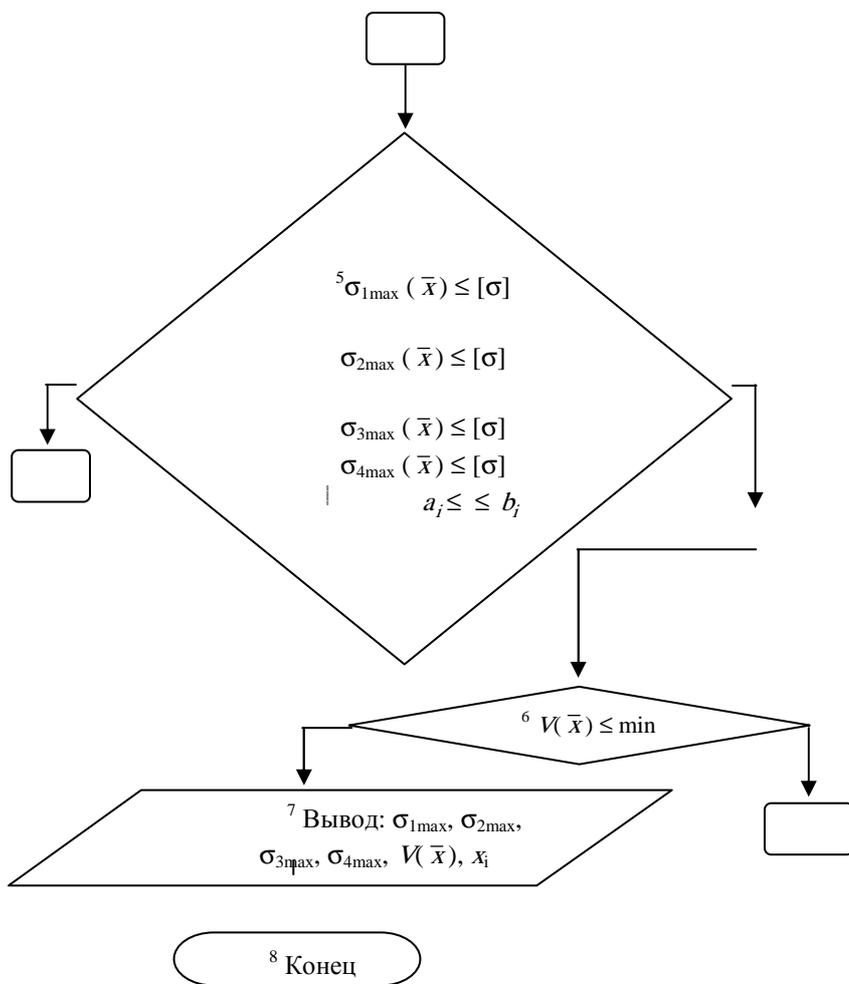


Рис. 20. Продолжение

Блок 1. Начало

Блок 2. Ввод исходных данных:  $[\sigma], \rho, a_r, b_r, H_1^{(0)}, T, P, \mu, C, E$ .

Блок 3. Расчёт максимальных напряжений в опасных сечениях станины вальцев:  $\sigma_{1\max}, \sigma_{2\max}, \sigma_{3\max}, \sigma_{4\max}$ .

Блок 4. Расчёт объёма конструкции станины вальцев  $V(\bar{x})$ .

Блок 5. Проверка выполнения условий прочности и граничных условий варьируемых параметров.

Блок 6. Проверка минимального значения объёма конструкции станины вальцев.

Блок 7. Вывод результатов процесса оптимизации:  $\sigma_{1\max}, \sigma_{2\max}, \sigma_{3\max}, \sigma_{4\max}, V(\bar{x}), x_i$

Блок 8. Конец.

## 2. Идентификаторы к программе 3

Наименование величин	бозн а-чен ие	Обозначение в программе (идентификаторы)
1. Допускаемое напряжение материала станины при изгибе, МПа	$[\sigma]$	SIG
2. Плотность материала станины, кг/м <sup>3</sup>	$\rho$	RO
3. Распорное усилие действующее на станину вальцев, Н	$P$	PP
4. Наименьшие размеры сечений станины, м	$a_i$	
5. Наибольшие размеры сечений станины, м	$b_i$	
6. Максимальное напряжение в боковых стойках, Па	$\sigma_1$	SIGst
7. Максимальное напряжение в нижнем поясе, Па	$\sigma_2$	SIGor
8. Максимальное напряжение в траверсе, Па	$\sigma_3$	SIGtr
9. Максимальное напряжение в ригле, Па	4	SIGrg
10. Варьируемые параметры	$l_i^{(0)}$	$x_i$
11. Объём конструкции станины	$V(x)$	R#(10)

Результаты расчёта по МСД с помощью программы 3 (прил.) позволили определить оптимальные значения проектных параметров для сечений станины вальцев:  $H_1^* = 0,192$  м;  $H_2^* = 0,158$  м;  $H_3^* = 0,188$  м. Минимальный объём станины составил  $V_{\min}^* = 5,2 \cdot 10^{-2}$  м<sup>3</sup>. Объём станины при расчёте по допускаемым напряжениям  $V_{[\sigma]} = 8,7 \cdot 10^{-2}$  м<sup>3</sup>.

*Вывод:* масса оптимального варианта в 1,67 раза меньше массы существующего промышленного варианта, рассчитанного по допускаемым напряжениям.

### 2.3. Оптимизация конструкции вальца вальцев

Задача весовой оптимизации для вальца вальцев (рис. 21) может быть сформулирована следующим образом: из условий заданных максимального распорного усилия между вальцами, допускаемых напряжений для материала вальца и его прогиба найти такие значения внутренних диаметров  $d_{01}$ ,  $d_{02}$ , и  $d_{03}$  вальца, чтобы объём (масса) конструкции был минимальным, т.е.

$$V(d^*) = \min V(d), d \in D; \quad (59)$$

$$D = \{d: \sigma_{\max}(d) \leq [\sigma]; f_{\max}^i(d) \leq [f]_i; a_i \leq d_i \leq b_i; i = 1, 2, 3\}. \quad (60)$$

Здесь  $V(d^*)$  – объём (масса) конструкции вальца;  $a_i$ ,  $b_i$  – наибольший и наименьший размеры внутренних диаметров вальца;  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение на изгиб при симметричном цикле для материала вальца;  $[f]_i$  – допускаемый прогиб вальца, равный допускаемой величине разнотолщинности получаемого изделия;  $\sigma_{\max}^i(d_i)$  – эквивалентные напряжения для материала по принятой гипотезе прочности;  $D$  – допускаемая область проектных решений.

*Исходные данные:*  $D = 0,16$  м;  $d_2 = 0,095$  м;  $d_3 = 0,080$  м;  $D_1 = 0,15$  м;

$D_2 = 0,5$  м;  $D_3 = 0,13$  м;  $l_1 = 0,32$  м;  $l_2 = 0,11$  м;  $l_3 = 0,115$  м; материал вальца Сталь 40Х;  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа;  $\mu = 0,3$ ;  $[\sigma] = 150$  МПа [21]; максимальное распорное усилие на валах  $2P = 80$  кН =  $8 \cdot 10^4$  Н, что соответствует распределённому усилию по длине рабочей части вальца  $q_p = 250$  кН (рис. 21).

При этом в расчётах приняты следующие ограничения на размеры проектных параметров:

$$0,04 \leq d_{01} \leq 0,12 \text{ м}; 0,04 \leq d_{02} \leq 0,07 \text{ м}; 0,04 \leq d_{03} \leq 0,055 \text{ м}.$$

Система уравнений по ограничению прочности принималась в виде

$$\frac{\sigma_{1\max}}{[\sigma]} - 1 \leq 0; \frac{\sigma_{2\max}}{[\sigma]} - 1 \leq 0; \frac{\sigma_{3\max}}{[\sigma]} - 1 \leq 0.$$

Максимальные эквивалентные напряжения  $\sigma_{1\max} = \sigma_9^E$ ,  $\sigma_{2\max} = \sigma_9^C$ ,  $\sigma_{3\max} = \sigma_9^A$  соответственно в бочке, цапфе и присоединительной части валка определялись по формулам [16, (3.34), п.п. 3.4.9].

Функция минимального объёма конструкции валка вальцев имеет вид

$$V(d_{01}, d_{02}, d_{03}) = \pi/4((D^2 - d_{01}^2)l_1 + 2(d_2^2 - d_{02}^2)l_2 + 2(d_3^2 - d_{03}^2)l_3).$$

Для получения проекта минимального объёма используется МСД при следующих данных: шага вычислений  $t = 0,001$  м; начальная стартовая точка  $d_{01}^{(0)} = 0,04$  м;  $d_{02}^{(0)} = 0,04$  м;  $d_{03}^{(0)} = 0,04$  м; число, определяющее окончание процесса поиска оптимального решения  $\epsilon = 0,001$ .

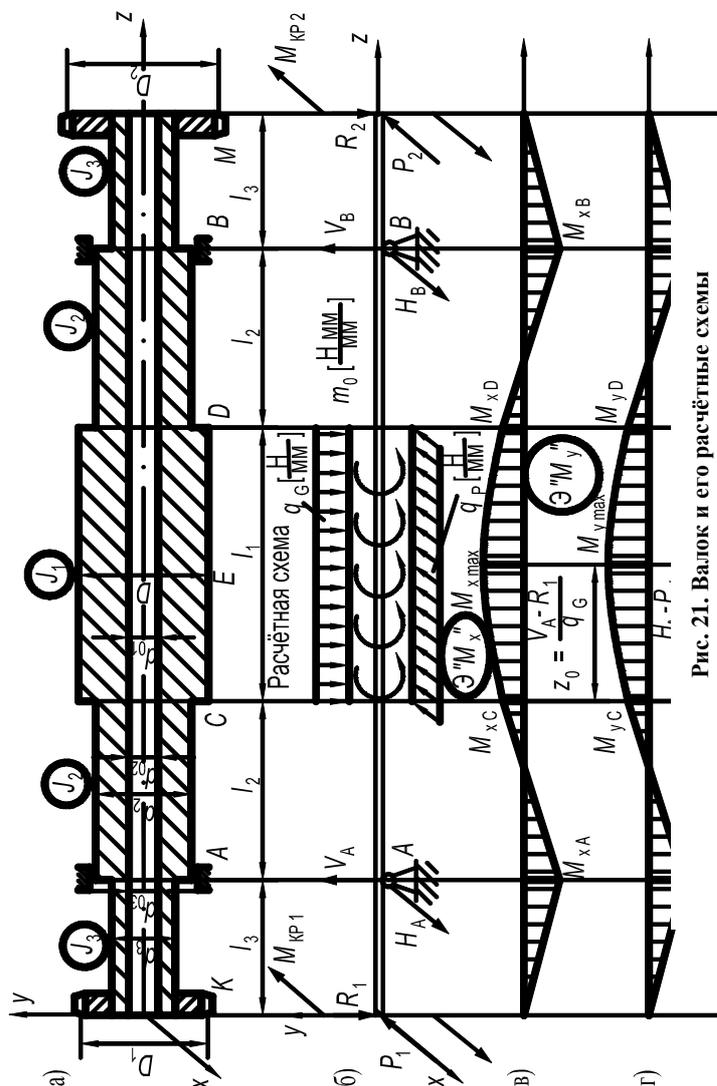


Рис. 21. Валок и его расчётные схемы

В результате решения поставленной задачи на ЭВМ с использованием программы 4 (прил.) [31, 32], реализующей метод скользящего допуска получены следующие значения оптимальных проектных параметров валка вальцев:

$$d_{01}^* = 0,120 \text{ м}; d_{02}^* = 0,07 \text{ м}; d_{03}^* = 0,05 \text{ м}.$$

Минимальный объём (масса) станины составил  $V_{\min} = 4,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$

( $M = 32,2$  кг), что примерно в 2 раза меньше объёма конструкции существующего валка, полученного из расчёта по допускаемым напряжениям, который составил  $V_{[\sigma]} = 8,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  ( $M = 63,6$  кг).

## 2.4. Описание алгоритма минимизации массы валка вальцев

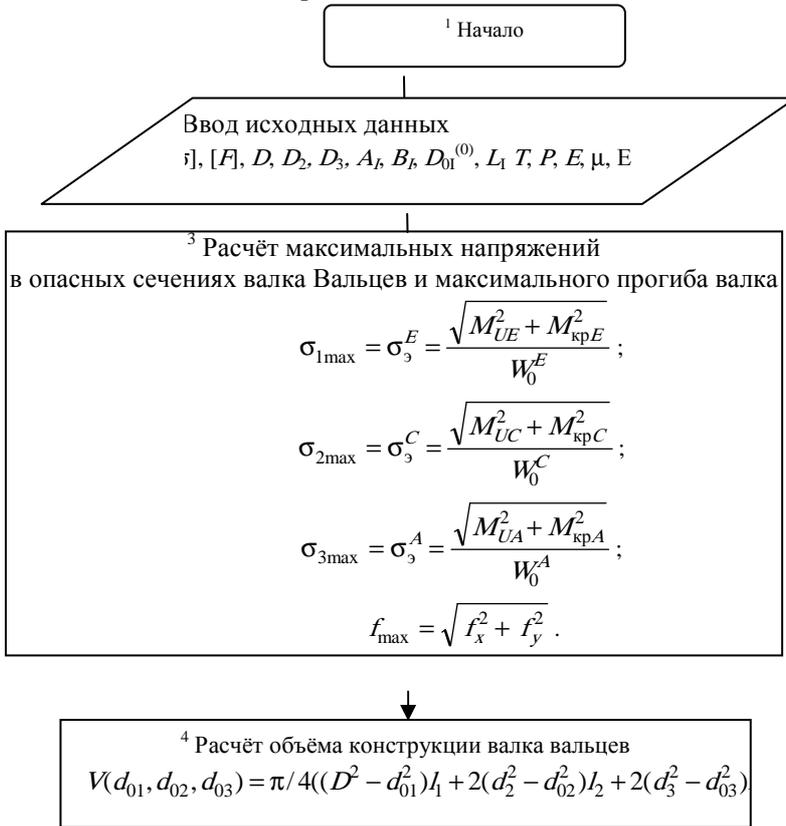


Рис. 22. Блок-схема алгоритма минимизации массы валка вальцев

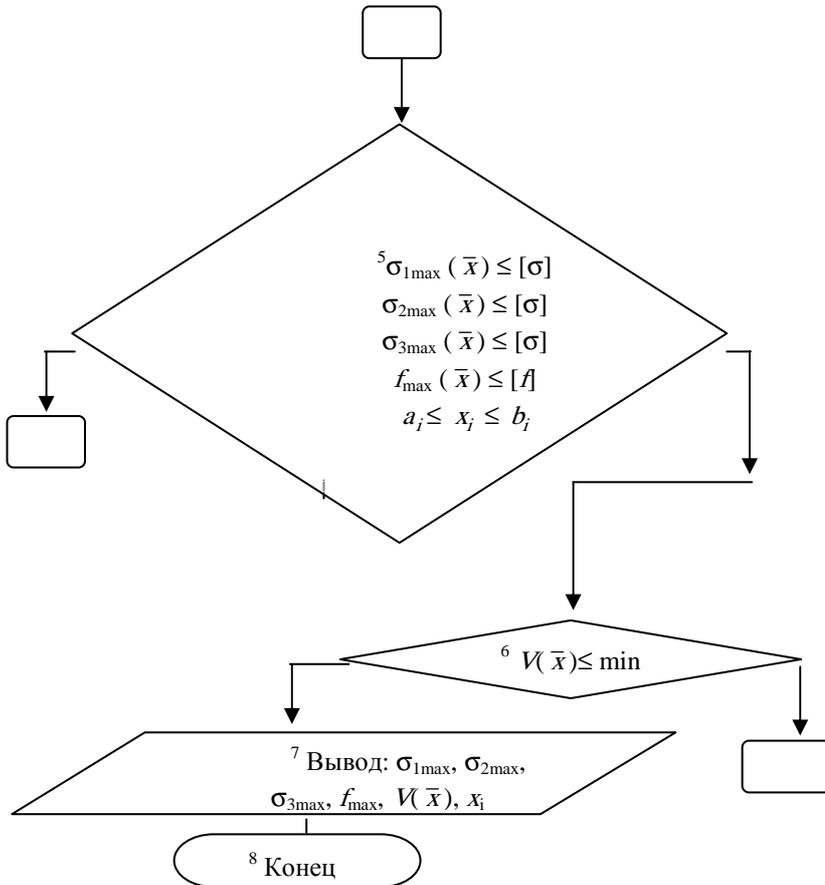


Рис. 22. Продолжение

Блок 1. Начало.

Блок 2. Ввод исходных данных:  $[\sigma]$ ,  $[F]$ ,  $D$ ,  $D_2$ ,  $D_3$ ,  $A_b$ ,  $B_b$ ,  $D_{01}^{(0)}$ ,  $L_1$ ,  $T$ ,  $P$ ,  $E$ ,  $\mu$ ,  $E$ .

Блок 3. Расчёт максимальных напряжений в сечениях валка  $E$ ,  $C$ ,  $A$  и максимального прогиба:  $\sigma_{1\max}$ ,  $\sigma_{2\max}$ ,  $\sigma_{3\max}$ ,  $f_{\max}$ .

Блок 4. Расчёт объёма конструкции валка вальцев лабораторных  $V(\bar{x})$ .

Блок 5. Проверка выполнения условий прочности, прогиба валка и граничных условий варьируемых параметров.

Блок 6. Проверка минимального значения объёма конструкции валка.

Блок 7. Вывод результатов процесса оптимизации:  $\sigma_{1\max}$ ,  $\sigma_{2\max}$ ,  $\sigma_{3\max}$ ,  $f_{\max}$ ,  $V(\bar{x})$ ,  $x_i$

Блок 8. Конец.

### 3. Идентификаторы к программе 4

Наименование величин	Обозначение	Обозначение в программе (идентификаторы)
1. Допускаемое напряжение материала валка при изгибе, МПа	$[\sigma]$	SIG
2. Плотность материала валка, кг/мм <sup>3</sup>	$\rho$	RRO
3. Распорное усилие действующее на валок, Н	$P$	PP
4. Наименьшие размеры сечений станины, м	$a_i$	
5. Наибольшие размеры сечений станины, м	$b_i$	
6. Максимальное напряжение в сечение $E$ , Па	$\sigma_{1\max}$	SIGb
7. Максимальное напряжение в сечение $C$ , Па	$\sigma_{2\max}$	SIGz
8. Максимальное напряжение в сечение $A$ , Па	$\sigma_{3\max}$	SIGp
9. Максимальный прогиб валка, мм	$f_{\max}$	fmax
10. Варьируемые параметры	$dd_i$	x#(i) <sub>i</sub>
11. Допускаемый прогиб валка, мм	$[f]$	fdop
12. Объём конструкции валка, мм <sup>3</sup>	$V(x)$	R#(11)
13. Минимальный диаметр осевого отверстия валка, мм	$d_0$	dd0
14. Технологическая мощность, Вт	$N$	NTex
15. Частота вращения валка, об/мин	$n$	nobor
16. Модуль упругости материала валка, МПа	$E$	EE
17. Диаметр ведущей фрикционной шестерни, мм	$D_1$	D1

Наименование величин	Обозначение	Обозначение в программе (идентификаторы)
18. Диаметр зубчатого колеса ведущего вала, мм	$D_2$	D2
19. Диаметр ведомой фрикционной шестерни, мм	$D_3$	D3
20. Диаметр рабочей части вала, мм	$D$	DD
21. Диаметр цапфы вала, мм	$d_2$	dd2
22. Диаметр приводной части вала, мм	$d_3$	dd3
23. Длина рабочей части вала, мм	$l_1$	l11
24. Длина цапфы вала, мм	$l_2$	l12
25. Длина приводной части вала, мм	$l_3$	l13

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии, представленном на отзыв, показаны современные методики расчёта и конструирования валкового и смесительного оборудования. Решены вопросы расчёта на прочность и жёсткость валков, станин вальцов и каландров, смесительных органов и камеры, выбора оптимальных геометрических параметров основных тяжёлонагруженных деталей валкового и смесительного оборудования.

Предложены современные методики расчёта потребляемой мощности в двухшнековых смесителях непрерывного, а также основных конструктивных и технологических параметров вальцов и смесителей при условии минимизации их массы и габаритов. Разработанное программное обеспечение для расчёта нового и модернизации существующего валкового и смесительного оборудования периодического и непрерывного действия позволяет автоматизировать проектирование и сократить его время.

Работа предназначена для студентов старших курсов при выполнении курсовых и дипломных проектов и для инженеров, занимающихся расчётом и проектированием смесительного и валкового оборудования переработки полимерных материалов.

Представленное учебное пособие может быть рекомендовано к использованию в учебном процессе по специальности 240801 при подготовке специалистов по расчёту и проектированию оборудования для переработки полимерных материалов.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Басов, Н.И. Расчёт и конструирование оборудования для производства и переработки полимерных материалов / Н.И. Басов, Ю.В. Казанков, В.А. Любартович. – М. : Химия, 1986. – 448с.
2. Беляев, Н.М. Сопротивление материалов / Н.М. Беляев. – М. : ФИЗМАТГИЗ, 1962 г., – 856с.
3. Кочетов, В.И., Муратов С.Э. Расчёт на прочность витка шнека / В.И. Кочетов, С.Э. Муратов // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1979. – № 1. – С. 10 – 12.
4. Расчёты машиностроительных конструкций методом конечных элементов : справочник / В.И. Мяченков, В.П. Мальцев, В.П. Майборода и др. – М. : Машиностроение, 1989. – 520 с.
5. Рябинин, Д.Д. Смесительные машины для пластмасс и резиновых смесей / Д.Д. Рябинин, С.Е. Лукач. – М. : Машиностроение, 1972. – 230 с.
6. Бекин, Н.Г. Расчёт технологических параметров и оборудования для переработки резиновых смесей в изделия / Н.Г. Бекин. – Л. : Химия, 1987. – 272 с.
7. Писаренко, Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.Б. Яковлев, В.А. Матвеев. – Киев : Наук. думка, 1975. – 704 с.
8. Анурьев, В.И. Справочник конструктора–машиностроителя / В.И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1978. Т.1. – 728 с.
9. А.с. №1698073 СССР. Способ приготовления полимерной композиции / А.С. Клинков, С.П. Хрушев. – Б.И. № 46, 1991.
10. Кочетов, В.И. Расчёт двухслойного цилиндра высокого давления с винтовой канавкой в месте сопряжения / В.И. Кочетов, Р.Л. Бородин // Новое высокопроизводительное оборудование для полимерной и бумагоделательной промышленности : сб. науч. тр. / ВНИИРТМаш. – Тамбов, 1989. – С. 69 – 74.
11. Основы проектирования и расчёта литьевого и прессового оборудования для переработки полимерных материалов : учебное пособие / А.С. Клинков, О.Г. Маликов, В.И. Кочетов, Н.П. Жуков. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 1999. – 162 с.
12. Автоматизированное проектирование и расчёт шнековых машин : монография / М.В. Соколов, А.С. Клинков, О.В. Ефремов, П.С. Беляев, В.Г. Однолько. – М. : "Издательство Машиностроение-1", 2004. – 248 с.
13. Машиностроение: Энциклопедия в 40 т. Раздел IV. Расчёт и конструирование машин. Т. IV-12. Машины и аппараты химических и нефтеперерабатывающих производств. – М. : Машиностроение, 2004. – 829 с.
14. Химмельблау, Д. Прикладное нелинейное программирование / Химмельблау, Д. – М. : Мир, 1975. – 480 с.
15. Машины и аппараты производств заменителей кожи и плёночных материалов / П.С. Карпачев и др. – М. : Лёгкая индустрия, 1964.
16. Проектирование и расчёт валковых машин для полимерных материалов : учеб. пособие / А.С. Клинков, В.И. Кочетов, М.В. Соколов [и др.]. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2005. – 128 с.
17. Автоматизированное проектирование валковых машин для переработки полимерных материалов : монография / А.С. Клинков, М.В. Соколов, В.И. Кочетов, П.С. Беляев, В.Г. Однолько. – М. : Машиностроение-1, 2005. – 320 с.
18. Методология расчёта оборудования для производства длинномерных резинотехнических заготовок заданного качества / М.В. Соколов, А.С. Клинков, П.С. Беляев, В.К. Скуратов, В.Г. Однолько. – М. : Машиностроение, 2009. – 352 с.

19. Бекин, Н.Г. Валковые машины для переработки резиновых смесей (основы теории) / Н.Г. Бекин. – Ярославль : ЯТИ, 1969.
20. Лукач, Ю.Е. Валковые машины для переработки пластмасс и резиновых смесей / Ю.Е. Лукач, Д.Д. Рябинин, Б.Н. Метлов. – М. : Машиностроение, 1967 г.
21. Рябинин, Д.Д. Смесительные машины для пластмасс и резиновых смесей / Д.Д. Рябинин, С.Е. Лукач. – М. : Машиностроение, 1972 г.
22. Бекин, Н.Г. Оборудование заводов резиновой промышленности / Н.Г. Бекин, Н.П. Шанин. – Л. : Химия, 1969 г.
23. Оборудование предприятий по переработке пластмасс / В.К. Завгородний и др. – Л. : Химия, 1972 г.
24. Автоматизированное проектирование валковых машин для переработки полимеров / Ю.Е. Лукач, Л.Г. Воронин, Л.И. Ружинская и др. – Киев : Тэхника, 1988. – 208 с.
25. Басов, Н.И. Расчёт и конструирование оборудования для производства и переработки полимерных материалов / Н.И. Басов, Ю.В. Казанков, В.А. Любартович. – М. : Химия, 1986 г. – 487 с.
26. Писаренко, Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.Б. Яковлев, В.В. Матвеев. – Киев : Наук. думка, 1975. – 704 с.
27. Ануриев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя / В.И. Ануриев. – М. : Машиностроение, 1978. – Т. 1, 2. – 728 с.
28. Феодосьев, В.И. Сопротивление материалов / В.И. Феодосьев. – М. : Наука, 1974, 559 с.
29. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ. № 2004610142. Расчёт оптимальных конструктивных параметров станин вальцов с учётом минимизации массы конструкции / М.В. Соколов, А.С. Клинков, В.И. Кочетов, П.С. Беляев, О.В. Ефремов. – Тамбов : Тамб. гос. техн. ун-т. – № 2003612331 ; заявл. 05.01.2004 ; зарег. 05.01.2004.
30. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ. № 2008610876. Расчёт станин вальцов на прочность и жёсткость / С.С. Гуреев, Д.Л. Полушкин, М.В. Соколов, А.С. Клинков, В.И. Кочетов, П.С. Беляев ; Тамб. гос. техн. ун-т. – № 2007615273 ; заявл. 24.12.2007 ; зарег. 20.02.2008.
31. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ. № 2006612170. Минимизация массы рабочих органов валковых машин для переработки полимерных материалов / М.В. Соколов, А.С.Клинков, В.И. Кочетов, П.С. Беляев ; Тамб. гос. техн. ун-т. – №2006611435 ; заявл. 03.05.2006 ; зарег. 22.06.2006.
32. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ. № 2008612658. Расчёт на прочность и жёсткость валков вальцов / П.В. Макеев, Д.Л. Полушкин, М.В. Соколов, А.С. Клинков, В.И. Кочетов, П.С. Беляев; Тамб. гос. техн. ун-т. – № 2008611473 ; заявл. 07.04.2008 ; зарег. 28.05.2008.

```

minMT-LC
' Минимизация целевой функции методом скользящего допуска
' Минимизация массы конструкции двухслойного материального цилиндра с канавками в местах сопряжения
DECLARE SUB FEAS ()
DECLARE SUB STAR ()
DECLARE SUB WRIT ()
DECLARE SUB SUMR ()
DECLARE SUB PROB (INQ!)
DIM SHARED X#(50), X1#(50, 50), X2#(50, 50), R#(100), R1#(100), R2#(100), R3#(100), SUM#(50), F#(50), SR#(50),
ROLD#(100), H#(50), FLG#(10), A#(50, 50)
COMMON SHARED NX, NC, NIC, STEP0#, ALFA#, BETA#, GAMA#, IN, INF, FDIFER#, SEQL#, K1, K2, K3, K4, K5, K6,
K7, K8, K9, FOLD#, L5, L6, L7, L8, L9, R1A#, R2A#, R3A#
OPEN "minVT-LC.res" FOR OUTPUT AS #1
PRINT #1, "      Расчет двухслойного цилиндра"
PRINT "-----"
PRINT #1, "-----"
FDIFER# = 1#
NX = 4      'общее число переменных
NC = 0      'общее число ограничений в виде равенств
NIC = 10    'общее число ограничений в виде неравенств
SIZE# = 5#  'опред. размер деформ. многогранника
CONVER# = .001# 'используется для окончания поиска
ALFA# = 1#
BETA# = .5#
GAMA# = 2#
10 STEP0# = SIZE#
X#(1) = .025# 'координаты
X#(2) = .033# 'стартовой
X#(3) = .042# 'точки
X#(4) = .008# '
IF FDIFER# < CONVER# THEN GOTO 9999
PRINT " <<<<< *НАЧАЛО ВЫЧИСЛЕНИЙ* >>>>>"
PRINT #1, " <<<<< *НАЧАЛО ВЫЧИСЛЕНИЙ* >>>>>"
    Далее с помощью кнопки "F2" войти в подпрограмму SUB PROB (INQ) и ввести с клавиатуры в тексте
    программы соответствующие параметры.
    Затем запустить программу на счёт (F5)

```

SUB PROB (INQ)

```

'Внутренний радиус внутреннего цилиндра, м
aa = .0225
'Плотность материала цилиндра, кг/м^3
RO = 7800
'Коэффициент Пуассона для стали
mu1 = .3
'Давление внутри цилиндра, Па
PP = 150000000
dd = X#(1): bb = X#(3): cc1 = X#(2): LL = X#(4)
PRINT cc1
bet = bb / cc1
PP1 = ((aa / (dd - aa) + mu1 * LL ^ 2 / 2 / (dd - aa) ^ 2) - 2 * aa / dd * dd / 2 / (dd - aa) - LL ^ 2 / 2 / (dd - aa) ^ 2) ^ 2
PP2 = ((LL ^ 2 / 2 / (dd - aa) ^ 2 + 1)) ^ 2
PP3 = ((aa / (dd - aa) + mu1 * LL ^ 2 / 2 / (dd - aa) ^ 2) - 2 * aa / dd * dd / 2 / (dd - aa) + 1) ^ 2
Sig1 = PP * SQR(.5 * (PP1 + PP2 + PP3))
PRINT Sig1
Sig2 = PP * SQR(aa ^ 2 / cc1 ^ 2 * (((bet ^ 2 + 1) / (bet ^ 2 - 1)) ^ 2 + 1.8 * ((bet ^ 2 + 1) / (bet ^ 2 - 1)) + 1.56))
'Допускаемые напряжения для материала двухслойного цилиндра, Па
Sigd1 = 566000000: Sigd2 = 434000000
IF INQ = 2 THEN GOTO 100
IF INQ = 3 THEN GOTO 200
'ограничений в виде равенств нет

```

```

GOTO 300
'ограничения в виде неравенств
100 R#(1) = 1# - Sig1 / Sigd1
R#(2) = 1# - Sig2 / Sigd2
R#(3) = X#(1) / .025 - 1#
R#(4) = 1# - X#(1) / .032
R#(5) = X#(2) / .03 - 1#
R#(6) = 1# - X#(2) / .037
R#(7) = X#(3) / .042 - 1#
R#(8) = 1# - X#(3) / .052
R#(9) = X#(4) / .008 - 1#
R#(10) = 1# - X#(4) / .015
GOTO 300
'целевая функция
200 R#(11) = 3.14 * RO * (2 * (dd ^ 2 - aa ^ 2) + (cc1 ^ 2 - dd ^ 2) + 2 * (bb ^ 2 - cc1 ^ 2)) / 1000
300 X#(1) = dd: X#(3) = bb: X#(2) = cc1: X#(4) = LL
END SUB

```

Результаты расчёта по программе 1

```

FDIFER = 10 SR(N1) = .4690697390576568
НОМЕР Счета 1 FDIFER = 10
Объектная функция = 5.024533612321208D-02
ВЕКТОР: X( 1 ) = 2.500000037252903D-02
ВЕКТОР: X( 2 ) = 3.299999982118607D-02
ВЕКТОР: X( 3 ) = 4.199999943375587D-02
ВЕКТОР: X( 4 ) = 8.00000037997961D-03
G( 1 ): -.411462332155477
G( 2 ): -.2252224884792627
G( 3 ): 0
G( 4 ): .2187500254658504
G( 5 ): .1000000186264519
G( 6 ): .1081081244351654
G( 7 ): 0
G( 8 ): .1923077198616141
G( 9 ): 0
G( 10 ): .4666666294137629
НОМЕР Счета 20 FDIFER = 9.986461695358497D-04
Объектная функция = 6.324462481824893D-02
ВЕКТОР: X( 1 ) = 2.613089233636856D-02
ВЕКТОР: X( 2 ) = 3.044299781322479D-02
ВЕКТОР: X( 3 ) = 4.381043836474419D-02
ВЕКТОР: X( 4 ) = 9.387007914483547D-03
G( 1 ): .0024753074204947
G( 2 ): 1.253618433179723D-02
G( 3 ): 4.523567787951711D-02
G( 4 ): .1834096532744427
G( 5 ): 1.476661645596114D-02
G( 6 ): .1772162859218664
G( 7 ): 4.310568941420607D-02
G( 8 ): .1574915872917169
G( 9 ): .1733759335780771
G( 10 ): .3741994583800314
-----STOP-----

```

```

REM "имя файла - SNOVD01.bas"
REM "Минимизация целевой функции методом скользящего допуска"
REM "Минимизация технологической мощности двухшнекового смесителя при заданной его производительности "
  DECLARE SUB FEAS ()
  DECLARE SUB STAR ()
  DECLARE SUB WRIT ()
  DECLARE SUB SUMR ()
  DECLARE SUB prob (INQ!)
  DIM SHARED X#(50), X1#(50, 50), X2#(50, 50), R#(100), R1#(100), R2#(100), R3#(100), SUM#(50), F#(50), SR#(50),
  ROLD#(100), H#(50), FLG#(10), A#(50, 50)
  COMMON SHARED kik, NX, NC, NIC, STEP0#, ALFA#, BETA#, GAMA#, IN, INF, FDIFER#, SEQL#, k1, k2, k3, k4, k5,
  k6, k7, k8, k9, FOLD#, L5, L6, L7, L8, L9, R1A#, R2A#, R3A#
  OPEN "SNOVD01.res" FOR OUTPUT AS #1
  PRINT #1, " Расчет технологической мощности двухшнекового смесителя"
  PRINT "   Расчет технологической мощности двухшнекового смесителя"
  PRINT "-----"
  PRINT #1, "   -----"
  FDIFER# = 1#
  NX = 6      'общее число переменных
  NC = 1      'общее число ограничений в виде равенств
  NIC = 12    'общее число ограничений в виде неравенств
  SIZE# = 5#  'опред. размер деформ. многогранника
  CONVER# = .01# 'используется для окончания поиска
  ALFA# = 1#
  BETA# = .5#
  GAMA# = 2#
10 STEP0# = SIZE#
'введите начальные значения варьируемых параметров в системе, [СИ]"
  X#(1) = 4#      ' FI координаты
  X#(2) = .002#   ' HG стартовой
  X#(3) = .001#   ' e1 точки
  X#(4) = 10 / 60# ' nw1
  X#(5) = .004#   ' ek1
  X#(6) = .05#    ' DG1
'CALL prob(3)
' "ДЛЯ ВВОДА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ НАЖМИТЕ КНОПКУ F2"
IF FDIFER# < CONVER# THEN GOTO 9999
  PRINT " <<<<< *НАЧАЛО ВЫЧИСЛЕНИЙ* >>>>>"
  PRINT #1, "   <<<<< *НАЧАЛО ВЫЧИСЛЕНИЙ* >>>>>"
  PRINT "-----"
  Далее с помощью кнопки "F2" войти в подпрограмму SUB PROB (INQ) и ввести с клавиатуры в тексте
  программы значения параметров.
  Затем запустить программу на счёт (F5)
  SUB prob (INQ)
' "Заданная производительность, кг/ч"
  QZ = 2
' "Плотность набухшей массы клеевой композиции, кг/м^3"
  RO = 850
' "Диаметр рабочих органов (шнеков), м"
  DG = .1
  DG = X#(6)
  FI = X#(1): HG = X#(2): e1 = X#(3): nw1 = X#(4): ek1 = X#(5): DG = X#(6)
  FOR nno = 1 TO 6
  IF X#(nno) < 0 THEN X#(nno) = -1 * X#(nno)
  NEXT nno
' "Вязкость перерабатываемого материала, Па*с"
  ETA1 = 27500: pm1 = .5
  ETA2 = 27500: pm2 = .5
  ETA3 = 27500: pm3 = .5
  ETA4 = 27500: pm4 = .5
' "Заданный перепад давления, [Па] по длине рабочих органов и количество пар смесительных дисков"
  PG1 = 5000000: nk1 = 45
' "Средний коэффициент заполнения дисков на всей длине дисковой зоны"

```

```

KKD = .8
' "Средний коэффициент заполнения нарезной части сборного шнека"
KKN = .866
' "число витков в прямых насадках"
ZV = 10
'21 "Расчет среднего диаметра и межосевого расстояния"
DGs = DG - X#(2): AA = DGs
' "Расчет внутреннего диаметра шнеков (диаметра сердечника)"
dGv = DG - 2 * X#(2)
' "Расчет угла захвата"
ALF = 2 * (3.14 / 2 - ATN(AA / SQR(ABS(DG ^ 2 - AA ^ 2))))
' "Коэффициент уменьшения объема полости смешения за счет сопряжения шнеков"
cc1 = AA / DG
'PRINT "ДЛЯ НАЧАЛА ВЫЧИСЛЕНИЙ НАЖМИТЕ F5"
' "Расчет шага винтовой нарезки"
t1 = 3.14 * DG * TAN(X#(1) * 3.14 / 180): SS = t1
' "Расчет длины участка сборного шнека, занятая дисками"
LD = X#(5) * nk1
' "Расчет длины нарезной части сборного шнека"
LN = ZV * t1
' "Расчет общей длины сборного шнека"
LL = LD + LN
' "Расчет суммарного среднего коэффициента заполнения полости смешения"
KK1 = KKD * LD / LL + KKN * LN / LL
' "Расчет суммарного объема рабочей полости смешения"
' "Объем полости одного витка нарезки отдельно взятого шага"
VS = SS / 2 * (DG - X#(2)) * X#(2) * 3.14
' "объем полости одного витка нарезки отдельно взятого шага с учетом зазоров между шнеками в зацеплении"
VSZ = (e1 * VS) / (e1 - .01 * DG)
' "Объем зазора на длине отдельно взятого шага между шнеком и корпусом"
VZ = .01 * 3.14 * DG ^ 2 * SS
' "полный действующий объем одного витка с учетом всех зазоров для отдельно взятого шага нарезки"
VZD = VZ / 2 + VSZ
' "объем рабочей полости смешения для насадок с одинаковым шагом нарезки"
VCN = VZD * ZV
' "Для смесительных дисков (кулачков), имеющих трехгранную форму"
'VCD = 3 * (LOG(AA * DG / 4 - .5238 * (AA ^ 2 - DG ^ 2 / 2))) / 2.3
' "Для смесительных дисков, имеющих эксцентричную форму"
VCD = 3.14 / 4 * (DG ^ 2 - DD ^ 2) * LD
' "Расчет суммарного объема рабочей полости смешения"
VC = 2 * cc1 * (VCN + VCD)
tauв2 = 3600 * KK1 * VC * RO / QZ
IF tauв2 < 0 THEN tauв2 = -1 * tauв2
' "Индекс качества смеси, который задается и находится в интервале (0,85 - 0,95)"
Jk1 = .95
' "Расчет коэффициента сдвига методом последовательных приближений, об"
tauв1 = 10 * tauв2 / 2 - начальное приближение по времени, с
15 GAM = tauв1 * X#(4)
' "Коэффициент изменения качества смеси за один оборот шнеков"
Nuu1 = -(-.06 * EXP(-.16 - .06 / 1 * GAM))
' "Расчет среднего времени нахождения смеси в полости смешения"
IF Nuu1 <= 0 THEN Nuu1 = .0001
tauв = -LOG(1 - Jk1) / (Nuu1 * X#(4))
IF tauв < 0 THEN tauв = -1 * tauв
IF tauв > 1000 THEN tauв = 1000
'PRINT "tauв1="; tauв1 / 60; "[мин] "; "tauв="; tauв / 60; "[мин] "; "tauв2="; tauв2 / 60; "[мин] "
IF ABS((tauв - tauв1) / tauв) * 100 < 2 THEN 21 ELSE 19
19 tauв1 = tauв: GOTO 15
' "Расчет объемной производительности двухшнекового смесителя"
21 Q = 3600 * KK1 * VC * RO / tauв / 2
' "Расчет потребляемой мощности"
' "между корпусом и шнеками"
det1 = .01 * DG
gradV1 = 3.14 * DG * X#(4) / det1
IF gradV1 < 0 THEN gradV1 = -1 * gradV1
Mu1 = ETA1 * (gradV1) ^ (pm1 - 1)

```

```

tau1 = Mu1 * gradV1
NT1 = (.002 * (1 + ALF / (2 * 3.14)) * X#(3) * 3.14 ^ 2 * DG ^ 2 * X#(4) * tau1) / COS(X#(1) * 3.14 / 180)
' "в зазорах между боковыми поверхностями шнеков"
det2s = (det1 + t1 - 2 * X#(3)) / 2
gradV2 = 2 * 3.14 * DG * X#(4) / det2s
IF gradV2 < 0 THEN gradV2 = -1 * gradV2
Mu2 = ETA2 * (gradV2) ^ (pm2 - 1)
tau2 = Mu2 * gradV2
NT2 = .000033 * (3.14 * DG ^ 3 * SIN(ALF / 2) * (1 - COS(ALF / 2)) * X#(4) * tau2) / COS(X#(1) * 3.14 / 180)
' "в зазоре между вершиной и впадиной витков"
det2 = (DG - dGv) / (2 * COS(ALF / 2))
det3s = (det1 + det2) / 2
gradV3 = 3.14 * DG * X#(4) / det3s
IF gradV3 < 0 THEN gradV3 = -1 * gradV3
Mu3 = ETA3 * (gradV3) ^ (pm3 - 1)
tau3 = Mu3 * gradV3
NT3 = 5.4E-07 * (3.14 ^ 2 * X#(4) * X#(3) * DGs * (ALF * 180 / 3.14) * (DG - dGv) * tau3) / COS(X#(1) * 3.14 / 180)
' "между кулачками одной пары и корпусом"
det4 = .01 * DG
gradV4 = 3.14 * DG * X#(4) / det4
IF gradV4 < 0 THEN gradV4 = -1 * gradV4
Mu4 = ETA4 * (gradV4) ^ (pm4 - 1)
tau4 = Mu4 * gradV4
NT4 = 2.75E-07 * 3.14 ^ 2 * DGs * AA * X#(4) * X#(5) * (ALF * 180 / 3.14) * tau4 * nk1
' "на выдавливание материала в зонах обратных витков и формующей головки"
NT5 = 2.75E-07 * PG1 * (DG ^ 2 - dGv ^ 2) * 3.14 * DGs * X#(4) * t1 * (ALF * 180 / 3.14)
' "Сумма мощностей, затрачиваемых на отдельных участках шнеков"
R#(14) = (NT1 + NT2 + NT3) * ZV + NT4 + NT5
NTS = R#(14)
PRINT NT1; NT2; NT3; NT4; NT5
IF INQ = 2 THEN GOTO 100
IF INQ = 3 THEN GOTO 200
'ограничение в виде равенств
R#(1) = (1 - Q / QZ)
CLS
LOCATE 2, 1: PRINT "Ждите! Идет процесс оптимизации"
LOCATE 4, 1: PRINT "Q="; Q; " [кг/ч]"; " P="; PG1; " [Па]"
LOCATE 5, 1: PRINT "tauv="; tauv; " [с]"; " LL="; LL; "[м]"
LOCATE 6, 1: PRINT "NTS="; NTS; " [кВт] "; "Nuu1="; Nuu1; "[дол. ед]"
LOCATE 7, 1: PRINT "FI - угол наклона винтовой нарезки шнека "; X#(1); "[град]"
LOCATE 8, 1: PRINT "h1- глубина винтовой нарезки шнека "; X#(2); "[м]"
LOCATE 9, 1: PRINT "DG - наружный диаметр шнека "; DG; "[м]"
LOCATE 10, 1: PRINT "nw1 - частота вращения шнека "; X#(4) * 6.28; "[рад/с]"
LOCATE 11, 1: PRINT "e1 - ширина гребня витка шнека "; X#(3); "[м]"
LOCATE 12, 1: PRINT "ek1 - ширина смесительного диска (кулачка); X#(5); "[м]"
LOCATE 2, 1: PRINT #1, "Ждите! Идет процесс оптимизации"
LOCATE 4, 1: PRINT #1, "Q="; Q; " [кг/ч]"; " P="; PG1; " [Па]"
LOCATE 5, 1: PRINT #1, "tauv="; tauv; " [с]"; " LL="; LL; "[м]"
LOCATE 6, 1: PRINT #1, "NTS="; NTS; " [кВт] "; "Nuu1="; Nuu1; "[дол. ед]"
LOCATE 7, 1: PRINT #1, "FI - угол наклона винтовой нарезки шнека "; X#(1); "[град]"
LOCATE 8, 1: PRINT #1, "h1- глубина винтовой нарезки шнека "; X#(2); "[м]"
LOCATE 9, 1: PRINT #1, "DG - наружный диаметр шнека "; DG; "[м]"
LOCATE 10, 1: PRINT #1, "nw1 - частота вращения шнека "; X#(4) * 6.28; "[рад/с]"
LOCATE 11, 1: PRINT #1, "e1 - ширина гребня витка шнека "; X#(3); "[м]"
LOCATE 12, 1: PRINT #1, "ek1 - ширина смесительного диска (кулачка); X#(5); "[м]"
GOTO 300
'ограничения в виде неравенств
100 R#(2) = X#(1) / 4 - 1
R#(3) = 1 - X#(1) / 8
R#(4) = X#(2) / (.003) - 1
R#(5) = 1 - X#(2) / (.015)
R#(6) = X#(3) / (.001) - 1
R#(7) = 1 - X#(3) / (.01)
R#(8) = X#(4) / (10 / 60) - 1
R#(9) = 1 - X#(4) / (100 / 60)
R#(10) = X#(5) / (.002) - 1

```

```
R#(11) = 1 - X#(5) / (.015)
R#(12) = DG / (.04) - 1
R#(13) = 1 - DG / (.1)
GOTO 300
'целевая функция (технологическая мощность)
200 R#(14) = NT1 + NT2 + NT3 + NT4 + NT5
300 X#(6) = DG: X#(1) = lam: X#(2) = HG: X#(3) = e1: X#(4) = nw1: X#(5) = ek1
'PRINT #1, "tauv="; tauv; "с"
'PRINT #1, "Q="; Q; "[M^3/ч]"
'PRINT #1, "LL="; LL; "[M]"
END SUB
```

```

REM "имя файла - СтВПрОпт.bas"
REM Минимизация целевой функции методом скользящего допуска
REM "          Расчет станин вальцев промышленных"

    DECLARE SUB FEAS ()
    DECLARE SUB STAR ()
    DECLARE SUB WRIT ()
    DECLARE SUB SUMR ()
    DECLARE SUB prob (INQ!)
    DIM SHARED X#(50), X1#(50, 50), X2#(50, 50), R#(100), R1#(100), R2#(100), R3#(100), SUM#(50), F#(50), SR#(50),
    ROLD#(100), H#(50), FLG#(10), a#(50, 50)
    COMMON SHARED kik, NX, NC, NIC, STEP0#, ALFA#, BETA#, GAMA#, IN, INF, FDIFER#, SEQ#L#, k1, k2, k3, k4, k5,
    k6, K7, K8, K9, FOLD#, L5, L6, L7, L8, L9, R1A#, R2A#, R3A#
    OPEN "СтВПрОпт.res" FOR OUTPUT AS #1
    PRINT #1, "  Расчет станины вальцев промышленных"
    PRINT "          Расчет станины вальцев промышленных"
    PRINT "-----"
    PRINT #1, "          -----"
    FDIFER# = 1#
    NX = 3      'общее число переменных
    NC = 0      'общее число ограничений в виде равенств
    NIC = 10    'общее число ограничений в виде неравенств
    SIZE# = 5#  'опред. размер деформ. многогранника
    CONVER# = .001# 'используется для окончания поиска
    ALFA# = 1#
    BETA# = .5#
    GAMA# = 2#
10  STEP0# = SIZE#
    X#(1) = 80#  'координаты
    X#(2) = 80#  'стартовой
    X#(3) = 80#  'точки
'   CALL prob(3)
'PRINT "ДЛЯ ВВОДА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ НАЖМИТЕ КНОПКУ F2 и выберите PROB "
    SUB prob (INQ)
'PRINT "ввод распорного усилия, [Н]"
    PP = 100000
'PRINT "ввод геометрических параметров [мм]"
    LL = 1520: h1 = .435 * LL: h2 = .333 * LL: cc = .1 * X#(3)
'PRINT "ввод допускаемого напряжения [МПа]"
    SIG = 150
'PRINT "ДЛЯ НАЧАЛА ВЫЧИСЛЕНИЙ НАЖМИТЕ F5"
' Расчет напряжений в опасных сечениях
    SIGtr = .362 * PP / .378 / X#(3) ^ 2 + .362 * PP * cc / .00385 / X#(3) ^ 3
    SIGst = .0785 * PP * LL / .0112 / X#(1) ^ 3
    SIGrg = .004 * PP * LL / .0112 / X#(2) ^ 3 + .885 * PP / .2565 / X#(2) ^ 2
    SIGor = .056 * PP * LL / .0112 / X#(1) ^ 3
    'PRINT SIGtr; SIGst; SIGrg; SIGor;
    IF INQ = 2 THEN GOTO 100
    IF INQ = 3 THEN GOTO 200
'ограничений в виде равенств нет
    GOTO 300
'ограничения в виде неравенств
100  R#(1) = 1 - SIGtr / SIG
    R#(2) = 1 - SIGst / SIG
    R#(3) = 1 - SIGrg / SIG
    R#(4) = 1 - SIGor / SIG
    R#(5) = X#(1) / 100 - 1
    R#(6) = 1 - X#(1) / 200
    R#(7) = X#(2) / 100 - 1
    R#(8) = 1 - X#(2) / 200
    R#(9) = X#(3) / 100 - 1
    R#(10) = 1 - X#(3) / 200
    GOTO 300

```

'целевая функция  
200 R#(11) = 2 \* .2565 \* X#(1) ^ 2 \* (h1 + h2) + .2565 \* X#(2) ^ 2 \* L + .378 \* X#(3) ^ 2 \* L  
300 END SUB

Результаты расчета по программе 3

Расчет станины вальцев промышленных

-----  
<<<<< \*НАЧАЛО ВЫЧИСЛЕНИЙ\* >>>>>  
-----

ОБЩЕЕ ЧИСЛО ПЕРЕМЕННЫХ: 3  
ОБЩЕЕ ЧИСЛО ОГРАНИЧЕНИЙ В ВИДЕ: 1).РАВЕНСТВ : 0  
2).НЕРАВЕНСТВ: 10  
ВЕЛИЧ.ОПРЕД.РАЗМЕР ДЕФОРМ.МНОГОГРАННИКА: 5  
ЧИСЛО ОПРЕД.ОКОНЧАНИЕ ПОИСКА: .001  
НАЧАЛО ЦИКЛИЧЕСКИХ ВЫЧИСЛЕНИЙ  
X( 1 ) = 80  
X( 2 ) = 80  
X( 3 ) = 80  
FDIFER = 10 SR(N1) = 15.65090317970266  
ОБЪЕКТНАЯ ФУНКЦИЯ = 3.832676489601564D-03 [м^3]

ВАРЬИРУЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ВЕКТОР: X( 1 ) = 80 [мм]  
ВЕКТОР: X( 2 ) = 80 [мм]  
ВЕКТОР: X( 3 ) = 80 [мм]  
G( 1 ): -7.919474283854167D-02  
G( 2 ): -12.87183919270833  
G( 3 ): -6.625071207682291D-02  
G( 4 ): -8.895834147135417  
G( 5 ): -.2  
G( 6 ): .6  
G( 7 ): -.2  
G( 8 ): .6  
G( 9 ): -.2  
G( 10 ): .6  
SR(INF) = 8.319824225961794  
НОМЕР СЧЕТА: 11 FDIFER = 5.373434910355122D-04  
ОБЪЕКТНАЯ ФУНКЦИЯ = 5.211638984271601D-02 [м^3]

ВАРЬИРУЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ВЕКТОР: X( 1 ) = 192.174616889685 [мм]  
ВЕКТОР: X( 2 ) = 158.3303924353074 [мм]  
ВЕКТОР: X( 3 ) = 188.7423924691182 [мм]  
G( 1 ): .6657202657063802  
G( 2 ): -7.277425130208334D-04  
G( 3 ): .4829780578613281  
G( 4 ): .2861050923665365  
G( 5 ): .9217461688968498  
G( 6 ): 3.912691555157508D-02  
G( 7 ): .0533039243530736  
G( 8 ): .4733480378234632  
G( 9 ): .4374239246911819  
G( 10 ): .2812880376544091

ФИНАЛ

-STOP-----

```

***** ВалЛОПТ *****
* Минимизация целевой функции методом скользящего допуска *
* Расчет *
*****
  DECLARE SUB FEAS ()
  DECLARE SUB STAR ()
  DECLARE SUB WRIT ()
  DECLARE SUB SUMR ()
  DECLARE SUB prob (INQ!)
  DIM SHARED X#(100), X1#(50, 50), X2#(50, 50), R#(100), R1#(100), R2#(100), R3#(100), SUM#(50), F#(50), SR#(50),
  ROLD#(100), H#(50), FLG#(10), a#(50, 50)
  COMMON SHARED kik, NX, NC, NIC, STEP0#, ALFA#, BETA#, GAMA#, IN, INF, FDIFER#, SEQ#L#, k1, k2, k3, k4, k5,
  k6, K7, K8, K9, FOLD#, L5, L6, L7, L8, L9, R1A#, R2A#, R3A#
  OPEN "ВалЛОПТ.res" FOR OUTPUT AS #1
  PRINT #1, " Минимизация объема конструкции валка вальцев лабораторных "
  PRINT " Минимизация объема конструкции валка вальцев лабораторных"
  PRINT "-----"
  PRINT #1, "-----"
  FDIFER# = 1#
  NX = 3 'общее число переменных
  NC = 0 'общее число ограничений в виде равенств
  NIC = 10 'общее число ограничений в виде неравенств
  SIZE# = 3 'опред. размер деформ. многогранника
  CONVER# = .001# 'используется для окончания поиска
  ALFA# = 1#
  BETA# = .5#
  GAMA# = .95#
10 'PRINT "введите начальные значения варьируемых параметров, [мм]"
  STEP0# = SIZE#
  X#(1) = 40# 'координаты
  X#(2) = 40# 'стартовой
  X#(3) = 40# 'точки
'PRINT "ДЛЯ ВВОДА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ НАЖМИТЕ F2 и выберите PROB"
  SUB prob (INQ)
  ""ввод распорного усилия [Н]"
  PP = 80000
  ""ввод геометрических параметров, [мм]"
  D1 = 150: D2 = 500: D3 = 130: DD = 160: dd2 = 95: dd3 = 80
  И1 = 320: И2 = 110: И3 = 115
  ""ввод минимального диаметра осевого отверстия, [мм]"
  dd0 = 40
  ""ввод технологической мощности, [Вт]"
  NТех = 5000
  ""ввод частоты вращения, [об/мин]"
  nobor = 30
  ""ввод допускаемого прогиба валка, [мм]"
  fdop = .25
  ""ввод допускаемого напряжения, [МПа]"
  SIG = 150
  ""ввод модуля упругости материала валка, [МПа]"
  EE = 200000
  ""ввод плотности материала валка, [Н/мм^3]"
  RRO = 78500 / 1000000000
  ' "ДЛЯ НАЧАЛА ВЫЧИСЛЕНИЙ НАЖМИТЕ F5"
  gg1 = 3.14 / 4 * (DD ^ 2 - X#(1) ^ 2) * И1 * RRO
  gg2 = 3.14 / 4 * (dd2 ^ 2 - X#(2) ^ 2) * И2 * RRO
  qg = gg1 / И1 + 2 * gg2 / И2
  qp = PP / И1
  Fr = D1 / D3: Mkr = 9550 * NТех / nobor
  Mkr2 = Mkr / (1 + Fr): Mkr1 = Mkr2 * Fr
  'PRINT "qp="; qp; "qg="; qg; "Fr="; Fr; "Mkr="; Mkr; "Mkr1="; Mkr1; "Mkr2="; Mkr2
  'PRINT #1, "qp="; qp; "Fr="; Fr; "Mkr="; Mkr; "Mkr1="; Mkr1; "Mkr2="; Mkr2
  PP1 = 2 * Mkr1 / D1: PP2 = 2 * Mkr2 / D2

```

```

RR1 = PP1 * TAN(20 * 3.14 / 180); RR2 = PP2 * TAN(20 * 3.14 / 180)
Ha = (qp * l11 * (.5 * l11 + l12) + PP1 * (l11 + 2 * l12 + l13) - PP2 * l13) / (2 * l12 + l11)
Hb = (qp * l11 * (.5 * l11 + l12) + PP2 * (l11 + 2 * l12 + l13) - PP1 * l13) / (2 * l12 + l11)
Va = (qg * l11 * (.5 * l11 + l12) - RR2 * l13 + RR1 * (l11 + 2 * l12 + l13)) / (2 * l12 + l11)
Vb = (qg * l11 * (.5 * l11 + l12) - RR1 * l13 + RR2 * (l11 + 2 * l12 + l13)) / (2 * l12 + l11)
'PRINT "PP1="; PP1; "PP2="; PP2; "Ha="; Ha; "Hb="; Hb; "Va="; Va; "Vb="; Vb; "l11="; l11
'PRINT #1, "PP1="; PP1; "PP2="; PP2; "Ha="; Ha; "Hb="; Hb; "Va="; Va; "Vb="; Vb; "l11="; l11; "l12="; l12; "l13="; l13
Mxa = -RR1 * l13; Mya = -PP1 * l13
Mxc = -RR1 * (l12 + l13) + Va * l12
Myc = -PP1 * (l12 + l13) + Ha * l12
Mxe = -RR1 * (l12 + l13 + .5 * l11) + Va * (l12 + .5 * l11)
Mye = -PP1 * (l12 + l13 + (Ha - PP1) / qp) + Ha * (l12 + (Ha - PP1) / qp) - qp * .5 * ((Ha - PP1) / qp) ^ .5
Mua = (Mxa ^ 2 + Mya ^ 2) ^ .5; Muc = (Mxc ^ 2 + Myc ^ 2) ^ .5; Mue = (Mxe ^ 2 + Mye ^ 2) ^ .5;
'PRINT "Mxa="; Mxa; "Mea="; Mya; "Mxc="; Mxc; "Mxe="; Mxe; "Myc="; Myc; "Mue="; Mue
'PRINT #1, "Mxa="; Mxa; "Mea="; Mya; "Mxc="; Mxc; "Mxe="; Mxe; "Myc="; Myc; "Mue="; Mue
Mkrc = Mkr2; Mkra = Mkr2; Mkre = (Mkr + Mkr2) / 2
IF X#(1) < 0 THEN X#(1) = dd0
IF X#(2) < 0 THEN X#(2) = dd0
IF X#(3) < 0 THEN X#(3) = dd0
W0e = 3.14 * DD ^ 3 / 32 * (1 - (X#(1) / DD) ^ 4)
W0c = 3.14 * dd2 ^ 3 / 32 * (1 - (X#(2) / dd2) ^ 4)
W0a = 3.14 * dd3 ^ 3 / 32 * (1 - (X#(3) / dd3) ^ 4)
SIGb = (Mue ^ 2 + Mkre ^ 2) ^ .5 / W0e
SIGz = (Muc ^ 2 + Mkrc ^ 2) ^ .5 / W0c
SIGp = (Mua ^ 2 + Mkra ^ 2) ^ .5 / W0a
'расчет максимального прогиба валка
JJ1 = 3.14 * DD ^ 4 / 64 * (1 - (X#(1) / DD) ^ 4)
JJ2 = 3.14 * dd2 ^ 4 / 64 * (1 - (X#(2) / dd2) ^ 4)
JJ3 = 3.14 * dd3 ^ 4 / 64 * (1 - (X#(3) / dd3) ^ 4)
fxmax1 = (Ha + Hb) * (.5 * l12 * l11 * (.5 * l12 + 1 / 8 * l11) + 1 / 8 * l11 ^ 2 * (.5 * l12 + 1 / 6 * l11))
fxmax2 = (PP1 + PP2) * ((l12 + l13) * (.5 * l12 + 1 / 8 * l11) * .5 * l11 - 1 / 8 * l11 ^ 2 * (.5 * l12 + 1 / 6 * l11))
fxmax3 = 1 / 24 * qp * l11 ^ 3 * (.5 * l12 + 3 / 16 * l11)
fxmax4 = (Ha + Hb) * 1 / 6 * l12 ^ 3 - (PP1 + PP2) * (1 / 4 * l12 ^ 2 * l13 - 1 / 6 * l12 ^ 3)
fxmax = 1 / EE / JJ1 * (fxmax1 - fxmax2 - fxmax3) + 1 / EE / JJ2 * fxmax4
fymax1 = (Va + Vb) * (.5 * l12 * l11 * (.5 * l12 + 1 / 8 * l11) + 1 / 8 * l11 ^ 2 * (.5 * l12 + 1 / 6 * l11))
fymax2 = (RR1 + RR2) * ((l12 + l13) * (.5 * l12 + 1 / 8 * l11) * .5 * l11 - 1 / 8 * l11 ^ 2 * (.5 * l12 + 1 / 6 * l11))
fymax3 = 1 / 24 * qg * l11 ^ 3 * (.5 * l12 + 3 / 16 * l11)
fymax4 = (Va + Vb) * 1 / 6 * l12 ^ 3 - (RR1 + RR2) * (1 / 4 * l12 ^ 2 * l13 - 1 / 6 * l12 ^ 3)
fymax = 1 / EE / JJ1 * (fymax1 - fymax2 - fymax3) + 1 / EE / JJ2 * fymax4
fmax = (fxmax ^ 2 + fymax ^ 2) ^ .5
'PRINT "SIGb="; SIGb; "SIGz="; SIGz; "SIGp="; SIGp; "fmax="; fmax
'PRINT #1, "SIGb="; SIGb; "SIGz="; SIGz; "SIGp="; SIGp; "fmax="; fmax
IF INQ = 2 THEN GOTO 100
IF INQ = 3 THEN GOTO 200
CLS
'PRINT "x#(1)="; X#(1); "x#(2)="; X#(2); "x#(3)="; X#(3)
'PRINT #1, "x#(1)="; X#(1); "x#(2)="; X#(2); "x#(3)="; X#(3)
'PRINT "SIGb="; SIGb; "SIGz="; SIGz; "SIGp="; SIGp; "fmax="; fmax; ""
'PRINT #1, "SIGb="; SIGb; "SIGz="; SIGz; "SIGp="; SIGp; "fmax="; fmax; ""
'PRINT "Mkrc="; Mkrc; "Mkra="; Mkra; "Mkre="; Mkre
'PRINT #1, "Mkrc="; Mkrc; "Mkra="; Mkra; "Mkre="; Mkre
'PRINT "W0e="; W0e; "W0c="; W0c; "W0a="; W0a
'PRINT #1, "W0e="; W0e; "W0c="; W0c; "W0a="; W0a
'PRINT "Mxa="; Mxa; "Mea="; Mya; "Mxc="; Mxc; "Mxe="; Mxe; "Myc="; Myc; "Mue="; Mue
'PRINT #1, "Mxa="; Mxa; "Mea="; Mya; "Mxc="; Mxc; "Mxe="; Mxe; "Myc="; Myc; "Mue="; Mue
'PRINT "qp="; qp; "qg="; qg; "Fr="; Fr; "Mkr="; Mkr; "Mkr1="; Mkr1; "Mkr2="; Mkr2
'PRINT #1, "qp="; qp; "Fr="; Fr; "Mkr="; Mkr; "Mkr1="; Mkr1; "Mkr2="; Mkr2
'PRINT "PP1="; PP1; "PP2="; PP2; "Ha="; Ha; "Hb="; Hb; "Va="; Va; "Vb="; Vb; "l11="; l11
'PRINT #1, "PP1="; PP1; "PP2="; PP2; "Ha="; Ha; "Hb="; Hb; "Va="; Va; "Vb="; Vb; "l11="; l11; "l12="; l12; "l13="; l13
'ограничений в виде равенств нет
GOTO 300
'ограничения в виде неравенств

```

100

R#(1) = 1 - 40 / X#(1)

R#(2) = 120 / X#(1) - 1

```

R#(3) = 1 - 40 / X#(2)
R#(4) = 70 / X#(2) - 1
R#(5) = 1 - 40 / X#(3)
R#(6) = 50 / X#(3) - 1
R#(7) = 1 - SIGb / SIG
R#(8) = 1 - SIGz / SIG
R#(9) = 1 - SIGp / SIG
R#(10) = 1 - fmax / fdop
GOTO 300
'целевая функция
200 R#(11) = 3.14 / 4 * ((DD ^ 2 - X#(1) ^ 2) * I1 + 2 * (dd2 ^ 2 - X#(2) ^ 2) * I2 + 2 * (dd3 ^ 2 - X#(3) ^ 2) * I3)
CLS
PRINT "SIGb="; SIGb; "МПа "; "SIGz="; SIGz; "МПа "; "SIGp="; SIGp; "МПа "; "fmax="; fmax; "мм"
PRINT #1, "SIGb="; SIGb; "МПа "; "SIGz="; SIGz; "МПа "; "SIGp="; SIGp; "МПа "; "fmax="; fmax; "мм"
'PRINT "Mkrc="; Mkrc; "Mkra="; Mkra; "Mkre="; Mkre
'PRINT #1, "Mkrc="; Mkrc; "Mkra="; Mkra; "Mkre="; Mkre
'PRINT "W0e="; W0e; "W0c="; W0c; "W0a="; W0a
'PRINT #1, "W0e="; W0e; "W0c="; W0c; "W0a="; W0a
'PRINT "Mxa="; Mxa; "Mea="; Mya; "Mxc="; Mxc; "Mxe="; Mxe; "Mye="; Mye; "Mua="; Mua; "Mue="; Mue
'PRINT #1, "Mxa="; Mxa; "Mea="; Mya; "Mxc="; Mxc; "Mxe="; Mxe; "Mye="; Mye; "Mua="; Mua; "Mue="; Mue
'PRINT "qp="; qp; "qg="; qg; "Fr="; Fr; "Mkr="; Mkr; "Mkr1="; Mkr1; "Mkr2="; Mkr2
'PRINT #1, "qp="; qp; "Fr="; Fr; "Mkr="; Mkr; "Mkr1="; Mkr1; "Mkr2="; Mkr2
'PRINT "PP1="; PP1; "PP2="; PP2; "Ha="; Ha; "Hb="; Hb; "Va="; Va; "Vb="; Vb; "I1="; I1
'PRINT #1, "PP1="; PP1; "PP2="; PP2; "Ha="; Ha; "Hb="; Hb; "Va="; Va; "Vb="; Vb; "I1="; I1; "I2="; I2; "I3="; I3

```

#### Результаты по программе 4

Минимизация объема конструкции валка вальцев лабораторных

-----  
 <<<<<< \*НАЧАЛО ВЫЧИСЛЕНИЙ\* >>>>>>  
 -----

ОБЩЕЕ ЧИСЛО ПЕРЕМЕННЫХ: 3  
 ОБЩЕЕ ЧИСЛО ОГРАНИЧЕНИЙ В ВИДЕ: 1).РАВЕНСТВ : 0  
 2).НЕРАВЕНСТВ: 10  
 ВЕЛИЧ.ОПРЕД.РАЗМЕР ДЕФОРМ.МНОГОГРАННИКА: 3  
 ЧИСЛО ОПРЕД.ОКОНЧАНИЕ ПОИСКА: .001  
 НАЧАЛО ЦИКЛИЧЕСКИХ ВЫЧИСЛЕНИЙ  
 X( 1 ) = 40  
 X( 2 ) = 40  
 X( 3 ) = 40  
 FDIFER = 6 SR(N1) = 0

\*\*\*\*\*

НОМЕР СЧЕТА: 1 FDIFER = 6  
 SIGb= 25.83225 МПа SIGz= 41.61441 МПа SIGp= 33.44678 МПа fmax= .0590967 мм  
 ЦЕЛЕВАЯ ФУНКЦИЯ 8177737.77320981 [мм^3]

ВАРЬИРУЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ВЕКТОР: X( 1 ) = 40 [мм]  
 ВЕКТОР: X( 2 ) = 40 [мм]  
 ВЕКТОР: X( 3 ) = 40 [мм]

SIGb= 25.8219 МПа SIGz= 41.47688 МПа SIGp= 33.22105 МПа fmax= 5.900162E-02 мм

\*\*\*\*\*

НОМЕР СЧЕТА: 404 FDIFER = 6.660283763050884D-04  
 SIGb= 37.71792 МПа SIGz= 57.11507 МПа SIGp= 36.90737 МПа fmax= 8.408181E-02 мм  
 ЦЕЛЕВАЯ ФУНКЦИЯ 4227089.884643417 [мм^3]

ВАРЬИРУЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ВЕКТОР: X( 1 ) = 120.1245671867763 [мм]  
 ВЕКТОР: X( 2 ) = 69.94251388672109 [мм]  
 ВЕКТОР: X( 3 ) = 49.82012956456423 [мм]

ФИНАЛ

-----STOP-----

ОГЛАВЛЕНИЕ	
РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СМЕСИТЕЛЕЙ	
. Расчёт основных деталей резиносмесителей	
.1. Расчёт нижнего затвора резиносмесителя	
.2. Расчёт на прочность и жёсткость роторов резиносмесителей .....	7
. Минимизации массы конструкции двухслойного материального цилиндра .....	5
. Описание блок-схемы алгоритма минимизации массы двухслойного материального цилиндра с канавками в местах сопряжения .....	8
. Расчёт основных технологических и конструктивных параметров двухшнековых смесителей с учётом минимизации технологической мощности .....	0
.1. Выбор параметров управления .....	0
.2. Оптимизация процесса и оборудования смешения высоковязких композиций .....	0
.3. Описание блок-схемы алгоритма расчёта оптимальных технологических параметров процесса и конструктивных размеров оборудования для смешения высоковязких композиций .....	4
.4. <i>Методика инженерного расчёта оптимальных         технологических и конструктивных параметров двухшнековых         смесителей .....</i>	8
ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТАНИН ВАЛЬЦЕВ	9
. Оптимизация конструктивных параметров станины промышленных вальцев с распорным усилием 1000 кН .....	0
. Описание блок-схемы алгоритма минимизации массы станины вальцев промышленных с распорным усилием 1000 кН ..	6
. Оптимизация конструкции вальца вальцев .....	9
. Описание алгоритма минимизации массы вальца вальцев .....	1
КЛЮЧЕНИЕ	5
ПОИСК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	6
ПРИЛОЖЕНИЯ	9

