

Методика расчета геометрических параметров и прочностных характеристик валкового оборудования

Кочетов В.И.*, **Лазарев С.И.****, **Соколов М.В.*****, **Ломакина О.В.******,
Шестаков К.В.*****

Тамбовский государственный технический университет, ТГТУ,

ул. Советская, 106, Тамбов, 392000, Россия

**e-mail: geometry@mail.nnn.tstu.ru*

***e-mail: sergey.lazarev.1962@mail.ru*

****e-mail: msok68@mail.ru*

*****e-mail: lomakinaolga@mail.ru*

******e-mail: kostyanshestakov@mail.ru*

Статья поступила 23.12.2019

Аннотация

В работе предложена методика определения оптимальных геометрических параметров валка трехвалкового каландра, а также произведен расчет данных характеристик. Получены оптимальные размеры валка каландра на основании использования безразмерного комплексного критерия и методов оптимизации целевого функционала без ограничений с помощью штрафных функций. Рассмотрен пример выбора оптимальных размеров валка трехвалкового каландра методом штрафных функций и способом «перебора».

Ключевые слова: валки каландра, метод штрафных функций, жесткость, прочность, комплексный критерий, штрафная функция.

Введение

Модернизация 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, учитывающие минимизацию их массы и качество конечного продукта. В частности, модернизация производства самолетов гражданской авиации включает разработку методики расчета оптимальных параметров элементов конструкций, обладающих заданной прочностью и надежностью. Методика расчета позволяет свести к минимуму потери прочности, возникающей в результате появления усталостных трещин или повреждений при эксплуатации самолета. Эту задачу можно решить: выбором материалов, обладающих низкой скоростью развития усталостных трещин и определением размеров деталей; применением элементов надежности.

В настоящее время в различных отраслях промышленности, таких, как авиационная промышленность, автомобилестроение, находят все большее применение изделия в виде тонкостенных профилей различного сечения. Базовым оборудованием для получения рулонных материалов, определяющих производительность линии и качество полученных изделий, является валковые машины – каландры, используемые при производстве шин, камер, подушек безопасности и шлангов, работающих под высоким избыточным давлением. [1,2].

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. Процесс транспортировки неровностей материала сопровождается динамическими нагрузками, отрицательно влияющими на надежность рабочих органов машин и качество выпускаемой продукции, поэтому валки каландров должны обладать достаточными прочностными характеристиками и выдерживать расчётные силовые нагрузки [3-9].

Материалы и методы

Процесс создания новой техники от идеи до массового производства – это довольно длительная и кропотливая задача поискового конструирования, одной из основ которой является определение оптимальных геометрических размеров оборудования. Формулирование (постановка) и нахождение методов решения этих задач, как правило, являются тонкой и сложной научно-исследовательской проблемой. Решение данных задач актуально, так как позволит создать автоматизированную систему управления (АСУ) производства определенного вида изделий и снизить металлоемкость оборудования.

Рассмотрим в качестве примера (рис. 1) один из способов решения конкретной оптимизационной задачи выбора рациональных размеров оборудования

химического производства, в частности, валков каландрового агрегата для получения обрезанного корда [10-12].

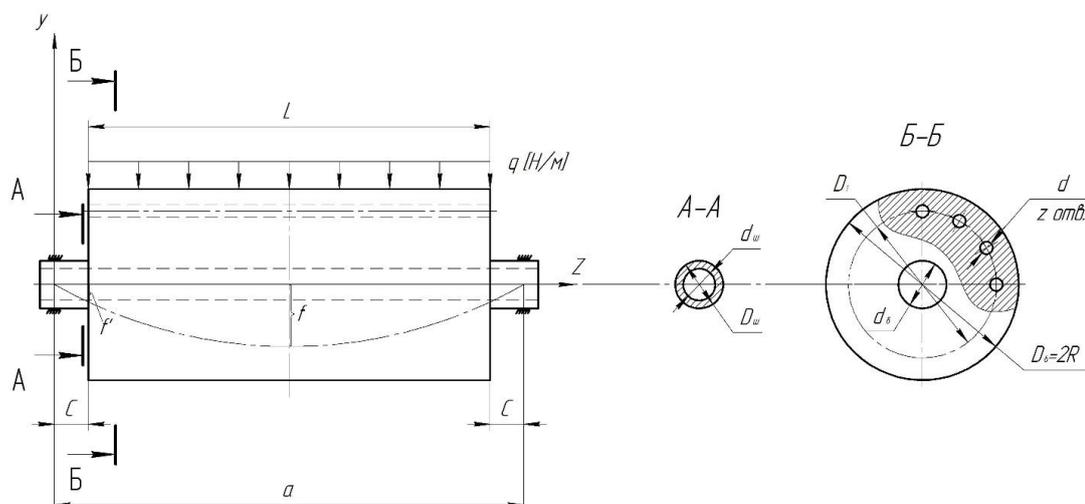


Рис. 1 Схема валка каландра

Задачу выбора оптимальных размеров валка каландра можно сформулировать следующим образом: необходимо выбрать радиус R и длину L валка так, чтобы минимизировать мощность N , затрачиваемую на его вращение, разнотолщинность получаемого листа, оцениваемое заданной функцией качества K (для пленки – искажение очертания профиля зазора и разнотолщинность, вызываемую не абсолютным прогибом валка f , а разностью прогибов Δf в середине и на краю листа с учетом бомбировки f_0 , рис. 2) и удовлетворить ряду функциональных и критериальных ограничений, связанных с производительностью Q , и требуемых размерных характеристик получаемого изделия [13-16].

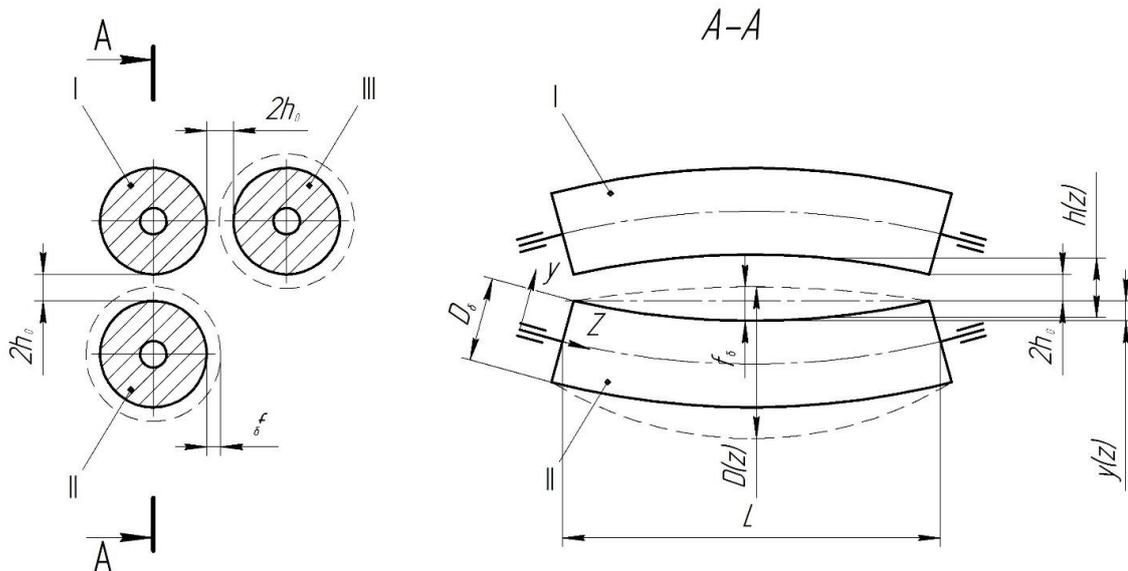


Рис. 2 Схема прогибов валков трехвалкового каландра

I, II, III – валки; валки II и III выполнены бочкообразными с переменным по длине диаметром вала $D(z) = D_0 + 2y(z)$ (на схеме показан штриховыми линиями), зависящего от координаты z ; D_0 – начальный диаметр валка; $y(z)$ – прогиб в текущем сечении вала; f_0 – бомбировка бочкообразного валка при $z = L/2$; $\Delta f = 2(f - f_0)$ – разность прогибов в середине и на краю валка; $K_{\max} = \Delta f - f_0$ – прогиб, подлежащий компенсации; $h(z)$ – величина зазора, зависящая от координаты z ; h_0 – начальная величина зазора.

Постановка задачи расчета оптимальных размеров валка каландра:

$N(R) \rightarrow \min$; $K(R) \rightarrow \min$. Комплексный критерий Φ :

$$\Phi = \alpha_1 \cdot N + \alpha_2 \cdot K \rightarrow \min, \quad (1)$$

где $0 \leq \alpha_i \leq 1$, ($i = 1, 2$) – весовые коэффициенты.

Параметрические ограничения:

$$R_{\min} \leq R \leq R_{\max}; L \leq L_{\max}. \quad (2)$$

Функциональные ограничения:

$$Q \geq Q_{\min}. \quad (3)$$

Критериальные ограничения:

$$N \leq N_{\max}; K \leq K_{\max}. \quad (4)$$

Минимизируемый комплексный критерий (1) представим в безразмерном виде:

$$\bar{\Phi} = \alpha_1 \cdot \bar{N} + \alpha_2 \cdot \bar{K},$$

где $\bar{N} = \frac{N}{N_{\max}}$, $\bar{K} = \frac{K}{K_{\max}}$ – безразмерные величины мощности и качества листа.

Используя выражения (1,4) для мощности и разнотолщинности (качества) листа с учетом бомбировки валков каландра, получим окончательное уравнение для безразмерного критерия $\bar{\Phi}$:

$$\bar{\Phi} = \alpha_1 \cdot \frac{3L \cdot \eta \cdot u^2 \cdot \sqrt{\frac{2R}{h_0}} \cdot f_3(\xi_H, \xi_K)}{N_{\max}} + \alpha_2 \cdot \frac{\frac{3\eta \cdot R \cdot u}{4h_0} \cdot f_2(\xi_H, \xi_K) \cdot \frac{L^2}{4} \cdot \left[\frac{L \cdot (12a - 7L)}{48E \cdot J_\delta} + \frac{1}{G \cdot F_\delta} \right] - f_\delta}{K_{\max}}. \quad (5)$$

Для решения поставленной задачи используем один из распространенных инженерных методов оптимизации – метод штрафных функций [17,18]. Данный метод позволяет свести задачу с соответствующими ограничениями (2) – (4) в задачу поиска минимума функционала (1) без ограничения функции:

$$\varphi = \Phi(R, L) + P(R, L). \quad (6)$$

Функция $P(R, L)$ является штрафной. Необходимо, чтобы при нарушении ограничений она «штрафовала» функцию φ , т.е. увеличивала ее значение. В этом случае минимум функции φ будет находится внутри области ограничений.

Поэтому задачу оптимизации можно сформулировать следующим образом: минимизировать функцию $\varphi = \Phi(R, L)$ при ограничениях $C_j(R, L) > 0: j = 1, 2, \dots, m$.

Функцию штрафа $P(R, L)$ удобно записать в следующем виде:

$$P(R, L) = r \cdot \sum_{j=1}^m \frac{1}{C_j(R, L)},$$

где r – положительная величина ($r \leq 1$). Тогда функция $\varphi(R, L)$ принимает вид:

$$\varphi(R, L, r) = \Phi(R, L) + r \cdot \sum_{j=1}^m \frac{1}{C_j(R, L)}. \quad (7)$$

Приводя (7), как и (5), к безразмерному виду, получим

$$\begin{aligned} \bar{\varphi}(R, L, r) = & \alpha_1 \cdot \frac{3L \cdot \eta \cdot u^2 \cdot \sqrt{\frac{2R}{h_0}} \cdot f_3(\xi_H, \xi_K)}{N_{\max}} + \\ & + \alpha_2 \cdot \frac{\frac{3\eta \cdot R \cdot u}{4h_0} \cdot f_2(\xi_H, \xi_K) \cdot \frac{L^2}{4} \cdot \left[\frac{L \cdot (12a - 7L)}{48E \cdot J_\delta} + \frac{1}{G \cdot F_\delta} \right] - f_\delta}{K_{\max}} +, \\ & + r \cdot \left[\frac{1}{\left(\frac{Q}{Q_{\min}} - 1 \right)} + \frac{1}{\left(\frac{R}{R_{\min}} - 1 \right)} + \frac{1}{\left(1 - \frac{R}{R_{\max}} \right)} + \frac{1}{\left(1 - \frac{L}{L_{\max}} \right)} \right] \end{aligned} \quad (8)$$

где $Q = 0,2R \cdot n \cdot h_0 \cdot \rho \cdot (1 + \xi_K^2) \cdot L$.

Обозначения в приведенных выше формулах: n – число оборотов вала, об/мин; u – окружная скорость вала, м/с; $2h_0$ – зазор между валами, м; η – вязкость перерабатываемого материала, Па·с; ρ – плотность перерабатываемого материала, кг/м³; $J_\delta = \frac{\pi}{64} \cdot \left[D_\delta^4 - d_\delta^4 - z \cdot (d^4 + 2d^2 \cdot D_1^2) \right]$ – момент инерции сечения вала, м⁴; $F_\delta = 0,25\pi \cdot (D_\delta^2 - d_\delta^2 - z \cdot d)$ – площадь сечения вала, м²; $D_\delta = 2R$ – диаметр вала, м; d_δ – внутренний диаметр вала, м; d – диаметр отверстий вала, м; L – длина рабочей части вала, м; a – расстояние между опорами подшипников вала, м; z – число

отверстий в бочке валка; f_{δ} – бомбировка валка, м; E и G – соответственно модули упругости и сдвига материала валка, Н/м²; $f_2(\xi_H, \xi_K)$, $f_3(\xi_H, \xi_K)$ – безразмерные коэффициенты; ξ_H, ξ_K – безразмерные координаты входа и выхода материала в межвалковом зазоре; N_{\max} , K_{\max} , Q_{\min} – допустимые величины мощности, качества и производительности.

Следует отметить, что для формирования комплексного критерия (1) должны быть заданы весовые коэффициенты α_1 и α_2 . Задавая α_1 и α_2 в диапазоне от 0 до 1, можно получить различные варианты оптимальных значений Φ в зависимости от важности критериев N и K .

Обсуждение и заключения

На рис. 3 представлена область поиска оптимального размера радиуса вала каландра R по критерию [19]. Приведем пример расчета вала каландра.

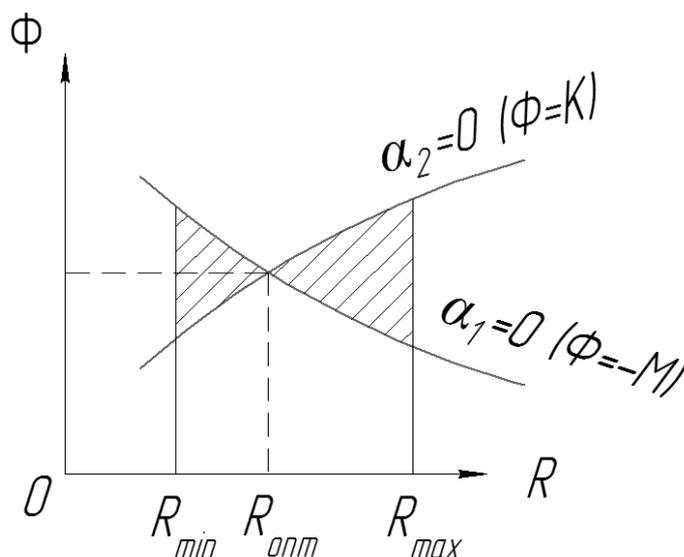


Рис. 3 Области поиска оптимального размера R вала каландра по критерию Φ .

Задача. Определить оптимальные размеры валка трехвалкового каландра для листования полимерной пленки и по ГОСТ 11993-80 [20] выбрать ближайший валок согласно размерного ряда [21].

Исходные данные: материал пленки – ПВХ, пластифицированный, рецептура 230 [7]; $\gamma = 150 \text{ с}^{-1}$; $\eta = 1,35 \cdot 10^3 \text{ Па} \cdot \text{с}$; $t = 162^\circ \text{C}$; $\xi_H = 0,94$; $\xi_K = 0,36$; $f_2(\xi_H, \xi_K) = 0,43$; $f_3(\xi_H, \xi_K) = 0,586$; $\rho = 1,2 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$; $h_0 = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $u = 0,6 \text{ м/с}$; $N_{\max} = 56 \cdot 10^3 \text{ Вт}$; $K_{\max} = 0,05 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $Q_{\min} = 1,2 \text{ кг/с}$; $0 \leq \alpha_i \leq 1$ ($i = 1, 2$). Материал валка каландра – чугун, $E = 1,2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$; $G = 0,45 \cdot 10^{11} \text{ Па}$; $R_{\max} = 0,355 \text{ м}$; $R_{\min} = 0,335 \text{ м}$; $L_{\max} = 1,8 \text{ м}$; $a = 2,65 \text{ м}$; $F_{\delta} = 0,857R^2$; $f_{\delta} = 0,0338 \cdot 10^{-3} \cdot L$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$.

Минимизируемый безразмерный комплексный критерий без ограничений (8)

после подстановки исходных данных запишется:

$$\bar{\varphi}(R, L, r) = 0,96 \cdot L \cdot \sqrt{R} + \frac{2,6 \cdot 10^{-2}}{R^3} \cdot (0,78 \cdot L^3 - 0,17 \cdot L^4 + 2,6 \cdot R^2 \cdot L^2) - 0,676 \cdot L + r \cdot \left[\frac{1}{(2,037R \cdot L - 1)} + \frac{0,33}{(R - 0,335)} + \frac{0,355}{(0,355 - R)} + \frac{1,8}{(1,8 - L)} \right]$$

Итак, имеем задачу с двумя переменными R , L и четырьмя ограничениями.

Используя программу метода штрафных функций, проводим минимизацию функции $\bar{\varphi}(R, L, r)$. В качестве начальной допустимой точки принимаем $R_{10} = 0,335$; $L_{01} = 1,5 \text{ м}$. Начальное значение $r = r_0 = 1$. Для дальнейшего уменьшения r полагаем $r_{K+1} = r_K / C$, где $C = 10$, r_K (1; 0,1; 0,01, ...), критерий завершения минимизации функции $\bar{\varphi}$: $r_K < 10^{-6}$.

В начальной точке ($R_{10} = 0,335$; $L_{01} = 1,5$ м) решение было найдено за 5 итераций. Истинный минимум достигался при $\bar{\varphi} = 1,373$. При этом значения параметров оптимизации с учетом ограничений ($\alpha_1 = \alpha_2 = 1$) $R_{\text{опт}} = 0,345$ м; $L_{\text{опт}} = 1,574$ м.

Согласно [20] выбираем из размерного ряда валок трехвалкового каландра 3-710-1800 с радиусом $R = D_e/2 = 355$ мм и длиной $L = 1800$ мм.

В случае однокритериальной задачи (8) имеем: при $\alpha_1 = 1, \alpha_2 = 0 - R_{\text{опт}} = 0,333$ м, $L_{\text{опт}} = 1,579$ м, $\bar{\varphi} = 0,885$; при $\alpha_2 = 1, \alpha_1 = 0 - R_{\text{опт}} = 0,349$ м, $L_{\text{опт}} = 1,570$ м, $\bar{\varphi} = 0,451$.

Было проведено решение уравнения (8) для определения оптимальных параметров R и L и $\min \bar{\varphi}$ способом «перебора». При этом диапазон параметров $0,335 \leq R \leq 0,355$ м задавался с шагом $\Delta R = 0,005$ м; $1,5 \leq L \leq 1,8$ – с шагом $\Delta L = 0,05$ м и параметр $10^{-6} \leq r \leq 1$, (1; 0,1; 0,01, ..., 0,000001). В результате было получено: $R'_{\text{опт}} = 0,355$ мм, $L'_{\text{опт}} = 1,5$, $\bar{\varphi}' = 1,307$.

Анализ проведенных расчетов показал, что с учетом выполнения ограничений (2) – (4) результаты, полученные способом «перебора» параметров R, L и значений функции $\bar{\varphi}$ и методом штрафных функций практически совпали, разница не превышала 4,8%, что подтвердило правильность подхода к решению поставленной задачи.

Выводы

1. Разработана методика и произведен расчет по определению оптимальных геометрических параметров валка трехвалкового каландра. Применяя методы оптимизации целевого функционала без ограничений с помощью штрафных функций, получены оптимальные размеры валка каландра.

3. Рассмотрен пример выбора оптимальных размеров валка трехвалкового каландра методом штрафных функций и способом «перебора», подтвердивший правильность подхода к решению поставленной задачи.

*Работа выполнена по теме №10.4798.2017/БЧ в рамках выполнения
госзадания Минобрнауки России в части НИР*

Библиографический список

1. Демидов А.В. Разработка обобщенной модели вала валковых машин // 56 Научно-техническая конференция ВГТУ: Сборник трудов (Воронеж, 18-28 апреля 2016). – Воронеж: Воронежский государственный технический университет, 2016. С. 34 - 36.
2. Необердин Ю.А., Слободинская Т.В. О построении модели пропитки пористого листа связующим в зазоре двухвалкового вертикального каландра // Известия Санкт-Петербургского государственного технологического института. 2012. № 17(43). С. 83 - 87.

3. Писарев А.В. Снижение динамических нагрузок в каландрах для отделки тканей: Дисс... канд.техн.наук. – Иваново, 2009. - 208 с.
4. Литвинов В.М., Литвинов Е.В. Методы расчета массы конструкции летательного аппарата по требованиям прочности и жесткости. – М.: Изд. отдел ЦАГИ, 2008. - 202 с.
5. Мардимасова Т.Н., Рокитянская И.В. Расчет на прочность и жесткость стержневых систем при простых видах нагружения. – Уфа: Уфимский государственный авиационный технический университет, 2010. - 141 с.
6. Пхон Х.К., Сысоев Е.О., Кузнецов Е.А., Мин К.Х. Прогнозирования долговечности работы трубопроводов высокого давления при воздействии малоцикловых нагрузок // Труды МАИ. 2019. № 108. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=109237>
7. Дудченко А.А., Башаров Е.А. Определение теплообразования в слоях резины слоистой балки типа торсион при циклическом нагружении // Труды МАИ. 2011. № 42. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=24261>
8. Фирсанов В.В., Во А.Х., Чан Н.Д. Исследование напряженного состояния подкрепленных оболочек по уточненной теории с учетом влияния упругости ребер и защемленного края // Труды МАИ. 2019. № 104. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=102130>
9. Алероева Х.Т. Дробное исчисление и малые колебания механических систем // Труды МАИ. 2017. № 92. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=76821>

10. Лазарев С.И., Попов В.Ю., Лазарев Д.С., Левин А.А. Методика расчета рабочей площади мембран и количества элементов в мембранном агрегате // Вестник Томского государственного университета. 2017. Т. 22. № 1. С. 60 - 63.
11. Кочетов В.И., Лазарев С.И., Баронин Г.С. Исследование и методика расчета напряженно-деформированного состояния байонетного затвора паровой камеры автоматической линии ВПМ-100 // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2016. № 7. С. 2 - 9.
12. Иванченко А.И., Пахаренко В.А., Привалко В.П. и др. Теплофизические и реологические характеристики полимеров. Справочник. - Киев: Наукова думка, 1977. - 244 с.
13. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. - М.: Машиностроение, 1993. – 364 с.
14. ГОСТ 25.101-83. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов. - М.: Издательство стандартов, 1983. – 25 с.
15. Качурин Н.М., Афанасьев И.А., Тарасов В.В., Пестрикова В.С. Исследования геометрических параметров и прочностных характеристик материала тубингов ствола №4 СКРУ-3 // Известия Тульского государственного университета. Науки о Земле. 2014. № 4. С. 100 - 108.
16. Попов Е.П., Пальтов И.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем. - М.: Физматгиз, 1960. – 792 с.

17. Молодид А.К. Экспериментальное исследование эффективности метода штрафных функций // Вестник научных конференций. 2017. № 9-3(25). С. 30 - 32.
18. Грубый С.В. Нелинейная оптимизация режимных параметров течения методом штрафных функций // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2018. № 4 (697). С. 3 - 9.
19. Данг Куанг Занг, Тарлаковский Д.В. Действие на границы упруго- пористого полупространства с касательной осесимметричной нагрузки // Механика композиционных материалов и конструкций. 2014. № 1. С. 148 - 158.
20. ГОСТ 11993-80. Кalandры резинообрабатывающие. Общие технические условия. - М.: Изд-во стандартов, 1980.
21. Halász L. Control Methods in Polymer Processing, Studies in Polymer Science, 2012, vol. 10, 486 p.