

Х.С.САМИДОВ, д-р. техн.наук, проф., зав. кафедрой АзАСУ
Ф.Ф.АГАЕВ, асп. АзАСУ

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Работа посвящена вопросам оптимизации параметров динамической системы зубчатых передач машин, что позволяет на стадии проектирования выбрать такие сочетания элементов конструкции, при реализации которых создаются машины с наилучшими динамическими свойствами, эксплуатационными и технологическими показателями.

Work is devoted to questions of optimization of parameters of dynamic system of tooth gearings of the machines, allowing on a design stage to choose such combinations of elements of a design at which realization are created machines with the best dynamic properties, operational and technological parameters.

Постановка проблемы: Среди требований, поставленных перед современным машиностроением, весьма важными являются производительности, экономичности, точности, долговечности, надежности, виброустойчивости машин и аппаратов. Развитие современного машиностроения, характеризующееся непрерывным ростом скорости движения механизмов, мощности приводов, нагрузок на детали, выдвигает на первое место оптимизации параметров динамической системы механизмов и машин.

На основании вышеизложенного можно заключить, что проблема, решению которой посвящена настоящая работа, является актуальной проблемой и отвечает задачам дальнейшего прогресса современного машиностроения.

Анализ литературы. Почти во всех отраслях промышленности применяются зубчатые передачи или зубчатые механизмы. Зубчатые механизмы особенно распространены в станкостроительной и автотракторной промышленности. Они могут применяться и при малых и при больших скоростях движения.

Проектирование качественных, высокопроизводительных, точных, долговечных механизмов и машин должно исходить в первую очередь, из поиска оптимальных параметров динамической системы всей конструкции в целом.

В математическом отношении поиск оптимальных параметров машин заключается в нахождении вектора параметра $\bar{\alpha} = \alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_j$ для которого выполняются параметрические, $\alpha_j^* \leq \alpha_j \leq \alpha_j^{**}$ и функциональные $R_s, \alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_j \geq 0$ ограничения, одновременно значения оптимизируемых функций Φ_1, Φ_2, \dots достигают своих абсолютных экстремумов.

Решение такой задачи основывается на глобальном исследовании пространства параметров относительно локальных критериев качества.

Современные проблемы методологии решения многокритериальных задач рассмотрены в работах [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 10]. Несмотря на наличие большого числа работ в этой области, в настоящее время нет какого-либо универсального метода оптимизации, которая могла быть использована для широкого круга практических задач. Выбор того или другого метода для успешного решения многокритериальной и многопараметрической задачи связан с необходимостью решения в каждом конкретном случае следующих вопросов: выявление типа задачи; формирование алгоритмов для вычисления целевых функций и функциональных ограничений; формирование допустимого множества моделей; формирование решающего правила и его использование для упорядочения вариантов допустимых решений и т.д.

Разработанная нами методика и программное обеспечение по постановке и решению задач поиска допустимых и паретовских моделей машин создана на базе метода исследования пространства параметров (ЛП-поиска), предлагаемый И.М.Соболевым и Р.Б.Статниковым [9]. При этом реализуются как известные программы и алгоритмы, модифицированные применительно к задачам проектирования машин, так и новые, разработанные авторами данной статьи. Особенности этих алгоритмов поиска оптимальных параметров заключаются в том, что они учитывают специфику задач проектирования зубчатых механизмов металлорежущих станков и позволяют на стадии проектирования выявить с позиции предлагаемых критериев качества реальные ресурсные возможности исследуемых станков.

Цель статьи является разработка и реализация методики оптимизации параметров динамической системы зубчатых передач металлорежущих станков с учетом их реальных характеристик, позволяющей прогнозировать ожидаемый уровень вибраций, проводить синтез механизмов с наилучшими конструктивными, эксплуатационными параметрами, при назначении которых получились производительные, долговечные, виброустойчивые станки с минимальными динамическими нагрузками и металлоемкостью.

Раздел 1. Динамическая модель и уравнение её движения. Рассмотрим оптимизацию параметров динамической системы токарного станка с числовым программным управлением (ЧПУ) модели 16K20T1, кинематическая схема которой представлена на рис.1. В привод станка входят: источник движения-асинхронный электродвигатель мощностью 10 кВт с частотой вращения $n=1460$ об/мин, передаточные

механизмы-клиноременная передача, коробка скоростей, коробка передач и рабочие машины-шпиндельный узел и суппорт. Главный привод станка с ЧПУ 16К20Т1 состоит из электродвигателя, пятиступенчатой коробки скоростей и шпиндельного узла. Главных привод станка при $n_{ун}=71$ об/мин, динамическая модель которая представлена на рис.2 имеет 12 степеней свободы [8], соответствующие ей дифференциальные уравнения движения имеют вид:

$$J_1\ddot{\varphi}_1 + \beta_{01}\dot{\varphi}_1 + \beta_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + c_{01}\varphi_1 + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_1$$

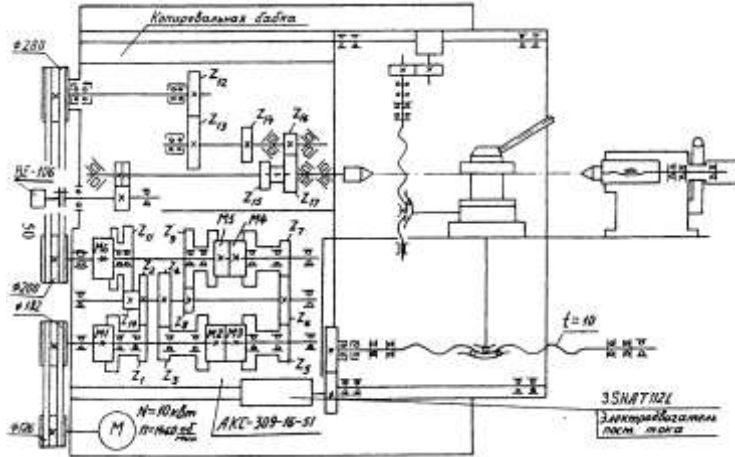


Рис.1. Кинематическая схема привода станка с ЧПУ 16К20Т1

$$\frac{1}{2\omega_3 M_k} M_1 + \frac{S_k}{2M_k} M_1 = S$$

$$J_2\ddot{\varphi}_2 - \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \frac{R_2}{R_3}\beta_{23}\left(\frac{R_2}{R_3}\varphi_2 - \varphi_3\right) - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{R_2 c_{23}}{R_3}\left(\frac{R_2}{R_3}\varphi_2 - \varphi_3\right) = 0$$

$$J_3\ddot{\varphi}_3 - \beta_{23}\left(\frac{R_2}{R_3}\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3\right) + \beta_{34}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - c_{23}\left(\frac{R_2}{R_3}\varphi_2 - \varphi_3\right) + c_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) = 0$$

$$J_{11}\ddot{\varphi}_{11} - \beta_{1011}\left(\frac{R_{10}}{R_{11}}\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_{11}\right) + \beta_{1112}(\dot{\varphi}_{11} - \dot{\varphi}_{12}) - c_{1011}\left(\frac{R_{10}}{R_{11}}\varphi_{10} - \varphi_{11}\right) + c_{1112}(\varphi_{11} - \varphi_{12}) = 0$$

$$J_{12}\ddot{\varphi}_{12} - \beta_{1112}(\dot{\varphi}_{11} - \dot{\varphi}_{12}) - c_{1112}(\varphi_{11} - \varphi_{12}) = M_p \quad (1)$$

где β_{ij}, c_{ij}, J_i – параметры, характеризующие соответственно вязкое сопротивление, крутильную жесткость и момент инерции масс рассматриваемой системы: $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_{15}$ – обобщенные координаты-абсолютные угловые перемещения соответствующих масс: R_1, R_2, \dots, R_{12} радиусы шкивов и зубчатых колес, к которым приводятся сосредоточенные массы; M_1 – электромагнитный вращающий момент асинхронного двигателя; M_p – момент сил резания; M_k, S_k критические момент и скольжение двигателя по статической механической характеристике.

Второе уравнение системы (1) является уравнением «динамической характеристики» асинхронного двигателя, характеризующим зависимость электромагнитного вращающего момента M_1 от скольжения S .

Значения момента M_p от сил резания P_z вычисляются по формуле

$$M_p = R P_z = R(A + B f_{uu} + D f_{uu}^2 + E \sin \omega_{uu} t) \quad (2)$$

Формула (2) получена путем интерполяции экспериментальной зависимости силы резания от скорости [8]. Здесь R радиус обрабатываемой заготовки $f_{uu} = \omega_{uu} / 2\pi, \omega_{uu}$ – угловая частота вращения шпинделя; t – текущее значение времени. Коэффициенты интерполяции А, Б, Д, Е, характеризующие зависимость силы резания P_z от скорости, вводятся в ЭЦВМ как исходные данные.

Коэффициент демпфирования механической системы, как известно из теории колебания, изменяется с изменением частоты колебаний. При решении дифференциальных уравнений коэффициенты демпфирования β_{ij} задаются для двух произвольных частот f_1, f_2 , лежащих в некотором интересующем нас частотном диапазоне $f_{\min} \leq f \leq f_{\max}$.

Для других частот из интервала $f_{\min} \leq f \leq f_{\max}$ коэффициенты демпфирования вычисляются автоматически с помощью интерполяции по экспоненте (рис. 3).

$$\beta_{ij} \cdot \omega_i^2 = \beta_{ij}^* \cdot \omega_j^2 \quad (3)$$

Раздел 2. Параметры динамической модели. С материалами составления динамических моделей приводов металлорежущих станков подробно можно ознакомиться в монографии профессора Х.С.Самидова [8] поэтому здесь не будем останавливаться на их выполнении, а напомним лишь методики и приведем некоторые результаты расчета.

Динамическая система приводов металлорежущих станков из-за наличия окружной и распорной сил зубчатых передач является сложной изгибной крутильной системой.

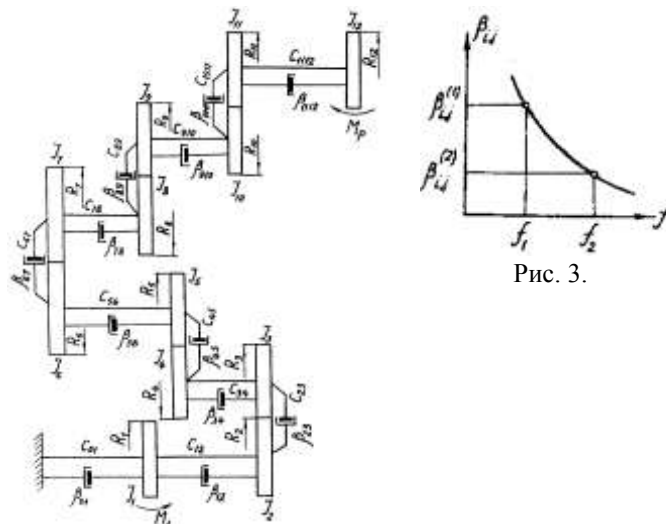


Рис.2. Динамическая модель главного привода токарного станка с ЧПУ 16К20Т1 $n_{шп}=71$ об/мин

Поэтому податливость на кручения ($e_{кр}$) такой системы должна суммироваться с приведенной эквивалентной крутильной податливостью при изгибе валов и оседании опор ($e_{экр-изг}$) и собственной податливостью зубчатой передачи ($e_{зн}$), т.е.

$$e = e_{кр} + e_{экр-изг} + e_{зн}$$

Расчеты и экспериментальные проверки показывает, что податливость (жесткость) на кручение валов главного привода станка с ЧПУ 16К20Т1 составляет в среднем 52% от общей суммарной податливости привода данного станка. При этом приведенные к крутильной податливости изгиб валов, деформации опор и зубчатых передач составляет 26%, а приведенная к крутильной податливости контактные деформации шпоночных и шлицевых соединений составляет 22% [8].

Массы m_i и моменты инерции деталей J_i зубчатых передач металлорежущих станков имеют в основном цилиндрическую форму, поэтому их величины определяли аналитическим методом.

Параметры динамической модели главного привода токарного станка с ЧПУ 1620Т1 при частоте вращения шпинделя $n_{шп} = 71$ об/мин представлены в табл. 1

Таблица 1.

Параметры станка 16К20Т1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$J_i, \text{НМс}^2$	0,120	0,032	0,013	10^{-4}	0,056	0,0317	0,491	0,008	0,008	0,022	0,056	0,112
$c_{ij}, 10^{-4} \text{НМ/рад}$	1,538	1,667	1,645	2857	12,19	1,767	0,179	1,020	17,24	7,042	13,70	125,0
$R_i, \text{М}$	0,091	0,046	0,061	0,022	0,073	0,100	0,140	0,07	0,07	0,052	0,105	0,105
$\beta_{ij}^*, \text{НМс/рад}$	1,03	11,16	11,01	26,96	115,0	65,76	6,68	96,68	825,1	337,0	655,5	11796
$\beta_{ij}^{\Delta}, \text{НМс/рад}$	7,99	8,60	8,50	14,80	63,40	4,50	0,46	6,50	56,03	22,80	44,52	325,0

Раздел 3. Критерия оптимизации и ограничения. Задача оптимизации сводится к изучению ресурсных возможностей рассматриваемого станка и увлечению этих возможностей за счет модернизаций существующей модели.

Поставленная цель достигалась за счет варьирования жесткостных и инерционных параметров станка в окрестности $\pm 30\%$ параметров действующей модели и отыскания лучшей модели, на базе которой можно модернизировать привод станка 16К20Т1 без принципиальных его конструктивных изменений.

За локальные критерии качества принята минимальность следующих целевых функционалов:

$$\phi_1 = \frac{1}{f_{\max} - f_{\min}} \int_{f_{\min}}^{f_{\max}} M_{1112} df - \text{среднее значение амплитуды динамического момента шпиндельного узла станка};$$

$$\phi_2 = \max M_{1112} - \text{максимальное значение амплитуды динамического } f_{\min} \leq f \leq f_{\max} \text{ момента шпиндельного узла};$$

$$\phi_3 = \min \lambda_{12} = \min \frac{M_{12\max}}{M_{12\min}} - \text{минимальное значение коэффициента динамичности } \lambda_{12} \text{ в жесткости}$$

c_{12} . Здесь $M_{12\max}$, $M_{12\min}$ – максимальная и минимальная амплитуды динамического момента в жесткости

$$\phi_4 = \min \sum J_i, i=1,2,\dots,12 - \text{минимальное значение моментов инерции подвижных звеньев привода станка.}$$

Здесь $a = \{J_1, \dots, J_{12}, c_{01}, \dots, c_{1112}\}$ – вектор варьируемых параметров. $\phi_5 = \min \phi_1$ – минимальное значение собственной частоты.

Ограничения на варьируемые параметры заданы в виде

$$0,7J_i \leq J_i \leq 1,3J_i;$$

$$0,7c_{ij} \leq c_{ij} \leq 1,3c_{ij}$$

Функциональные ограничения имели вид:

$$M_{01\max} \leq M_k; M_{12\max} \leq M_k; \max \sigma_{ni} \leq \sigma_{ni}^*, i=1,2,\dots \text{ где } M_k - \text{ критический момент двигателя};$$

$$M_{01\max}, M_{12\max} - \text{максимальные динамические нагрузки в жесткостях } c_{01} \text{ и } c_{12}; \sigma_{ni}^*, \sigma_{ni} - \text{приведенные напряжения в элементах зубчатой передачи.}$$

Раздел 4. Решение задачи и анализ результатов. Задача решается на ЭЦВМ по автоматизированному алгоритму, блок схема которого представлена на рис.4 [8].

Число параметров участвующих в формировании крутильных колебаний системы, больше 60. Из них варьировалось 24 параметра (12 моментов инерции и 12 жесткостей) в пределах до $\pm 30\%$ от исходных значений реальной конструкции. Процесс дискретного зондирования пространства исследуемых параметров осуществлен с помощью псевдослучайных точек Соболя [9]. При этом рабочий орган (масса J_{12}) подвергался внешнему воздействию M_p определяемому формулой (2).

Пределы изменения параметров главного привода станка 16К20Т1 представлены в таблице 2.

Таблица 2.

$J_i, \text{Hm}c^2$	Пределы изменения	$c_{ij} \cdot 10^{-4} \text{Hm/pa}d$	Пределы изменения
J_1	0,0840 ÷ 0,1560	C_{01}	1,0766 ÷ 1,9994
J_2	0,0224 ÷ 0,0416	C_{12}	1,1669 ÷ 2,1671
J_3	0,0091 ÷ 0,0169	C_{23}	1,1515 ÷ 2,1385
J_4	$10^{-4}2,8 \div 10^{-4}5,2$	C_{34}	1,9999 ÷ 3,7141
J_5	0,0392 ÷ 0,0728	C_{45}	8,5330 ÷ 15,847
J_6	0,2219 ÷ 0,4121	C_{56}	1,2369 ÷ 2,2971
J_7	0,3437 ÷ 0,6338	C_{67}	0,1253 ÷ 0,2327
J_8	0,0056 ÷ 0,0104	C_{78}	1,4140 ÷ 2,6260
J_9	0,0056 ÷ 0,0104	C_{89}	12,068 ÷ 22,412
J_{10}	0,0154 ÷ 0,0286	C_{910}	4,9294 ÷ 9,1546
J_{11}	0,0392 ÷ 0,0728	C_{1011}	9,5900 ÷ 17,810
J_{12}	0,0784 ÷ 0,1456	C_{1112}	87,500 ÷ 162,50

Общее число экспериментов $N=30$; количество моделей, удовлетворяющих параметрическим и функциональным ограничениям, составило 24, из них назначенным всем 5 критериальным ограничениям удовлетворяют 6 моделей $\alpha^1, \alpha^7, \alpha^{12}, \alpha^{19}, \alpha^{22}, \alpha^{24}$.

Фрагмент результатов вычисления по оптимизации параметров главного привода токарного станка ЧПУ 16K20T1 представлен в таблице испытаний 3. В таблице сплошной линией отмечены критериальные ограничения $\phi_v = \phi_v \alpha^1$, $v=1,2,\dots,5$. Модели $\alpha^7, \alpha^{12}, \alpha^{19}, \alpha^{22}$ и α^{24} по всем назначенным критериям качества превосходят модель α^1 действующую конструкцию станка 16K20T1.

Таблица 3

Фрагмент результатов оптимизации параметров главного привода станка с ЧПУ 16K20T1

№ модели	ϕ_1 -среднее значен. динам. момен-та, Hm	№ модели	ϕ_2 -макс. значение динам. момен-та, Hm	№ модели	ϕ_3 -миним. значение коэффиц динамич ности,	№ модели	ϕ_4 -миним. значение момента инерции Hms^2	№ модели	ϕ_5 - миним. значение собственной частоты, $Гц$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2	95,8	26	119,6	9	1,02	14	0,865	7	19,58
24	96,1	11	122,7	7	1,06	7	0,876	24	19,62
20	96,8	17	124,7	24	1,07	19	0,882	26	20,00
18	96,8	7	125,9	14	1,11	26	0,895	14	20,01
19	96,9	24	126,2	26	1,13	8	0,902	17	20,08
22	97,0	19	126,3	22	1,15	28	0,918	12	20,43
6	97,8	12	128,9	12	1,18	17	0,934	19	20,48
12	98,2	22	235,1	2	1,21	23	0,941	8	20,54
7	98,3	13	137,3	11	1,23	21	0,960	5	21,54
9	98,4	2	138,5	8	1,25	22	0,980	28	21,56
1	98,7	14	139,6	19	1,27	12	1,058	22	22,07
25	98,8	23	139,9	20	1,29	24	1,120	21	22,38
16	98,9	8	140,6	17	1,30	5	1,170	10	22,60
11	99,0	20	144,2	1	1,33	3	1,215	23	23,26
4	99,1	25	146,7	5	1,37	1	1,236	2	23,67
26	99,3	1	148,5	21	1,41	10	1,244	1	23,72
14	99,4	21	149,5	25	1,43	30	1,261	20	23,96
21	100,0	5	150,0	28	1,45	2	1,278	30	23,98
13	100,1	9	150,7	29	1,47	9	1,291	3	24,17
29	100,2	3	150,3	10	1,49	29	1,305	9	24,39
17	100,3	23	159,9	4	1,52	15	1,315	4	24,55
10	100,4	29	161,1	6	1,56	4	1,328	16	24,85
8	100,9	6	163,8	16	1,59	13	1,353	29	25,01
5	101,4	4	166,2	18	1,63	16	1,372	15	25,12
28	101,7	10	168,8	30	1,68	11	1,402	6	25,36
3	102,0	18	173,3	3	1,71	27	1,423	11	25,45
27	102,7	16	276,9	13	1,75	25	1,450	18	25,81
30	102,8	30	178,6	23	1,79	20	1,482	25	25,94
15	102,9	27	183,6	15	1,82	6	1,508	13	25,98
3	103,0	15	200,8	27	1,85	18	1,606	27	26,06

Наиболее интересным и оптимальным в данной постановке задачи следует отнести модель α^7 . Коэффициент динамичности и вес (масса) данной модели соответственно на 20 и 30% меньше, чем у модели α^1 -исходной конструкции.

- Выводы :** 1. В результате решения задачи оптимизации удалось улучшить качество главного привода рассматриваемого станка по ряду критериев качества: динамические нагрузки, коэффициенты динамичности упругой системы и вес (масса) деталей уменьшены соответственно на 20%, 24% и 30% .
2. На основе проведенных исследований разработаны соответствующие рекомендации, которые внедрены на Азербайджанском трубопрокатном и Тбилиском станкостроительном заводах для использования в расчетах, анализе динамики и оптимального проектировании машин, аппаратов.
3. Сравнение величины и характер изменения упругих моментов исходной и оптимизируемых моделей показывают, что динамическую характеристику любой машины можно намного улучшить путем подбора по разработанной методика её конструктивных параметров.
4. Практическая направленность работы открывает определенные возможности для внедрения её результатов проектными, конструкторскими и научно-исследовательскими организациями, занимающими вопросами исследования динамики и оптимального проектирования машин различного назначения.

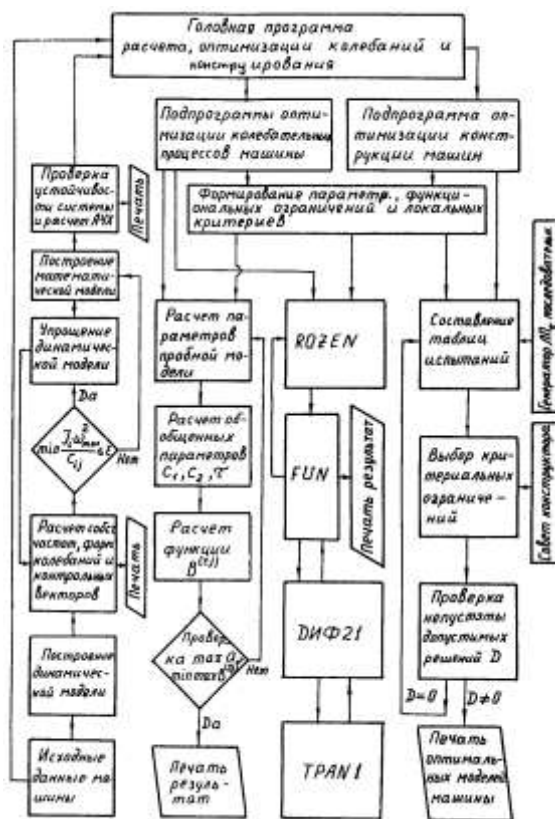


Рис.4. Блок-схема расчета, оптимизации колебаний и конструирования машин

Список литературы: 1. Адамия Р.Ш., Михайленко Ф.Ф. Ограничения динамических нагрузок в машинах. Издательство «Мецниереба», Тбилиси, 1989, с.180. 2. Беллман Р. Динамическое программирование. Издательство инострлит; Москва, 1960, с.400. 3. Беллман Р., Дрейфус С. Прикладные задачи динамического программирования. Издательство «Наука», Москва, 1965, с.458. 4. Болтянский В.Г. Оптимальное управление дискретными системами. Издательство «Наука», Москва, 1973, с.446. 5. Голубенцев А.Н. Интегральные методы в динамике. Издательство «Техника», Киев, 1967, с.350. 6. Лавендел Э.Э. Синтез оптимальных вибромашин. Издательство «Знание», Рига, 1970, с.252. 7. Понтрягин Л.С., Болтянский В.Г., Гамкрелидзе Р.В., Мищенко Е.Ф. Математическая теория оптимальных процессов. Издательство «Наука», Москва, 1976, с.392. 8. Самидов Х.С., Самидов Э.Х. Динамика и оптимальное конструирование машин. Издательство «Нурлан», Баку, 2003, с.622. 9. Соболев И.М., Станков Р.Б. Постановка некоторых задач оптимального проектирования при помощи ЭВМ. Препринт Института прикладной математики АН СССР, №24, 1977, с.20. 10. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. Издательство «Мир», Москва, 1975, с.534.

Поступила в редакцию 30.06.2007