

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ВРАЩАТЕЛЯ БУРОВОГО СТАНКА

Проф. Б. А. КАТАНОВ, канд. техн. наук Ю. Е. ВОРОНОВ, доц. М. И. ПРОТАСОВ
(Кузбасский политехнический институт, Кемеровский филиал Московского института
повышения квалификации Минуглепрома СССР)

При прочностных расчетах вращателей буровых станков для простоты характер действующих нагрузок принимается, как правило, де-

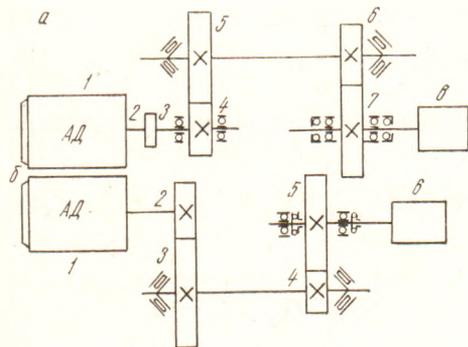


Рис. 1. Кинематические схемы вращателя бурового станка:

а — вариант I; б — вариант II

терминированным. Однако опыт эксплуатации станков и проведенные исследования показывают, что нагрузки на буровом инструменте носят случайный характер. Вследствие этого при существующих методах расчета неизбежно появляются ошибки, величина которых может оказаться настолько большой, что запас прочности, принятый при расчете, окажется недостаточным и вращатель выйдет из строя. Поэтому при проектировании вращателя

важно исключить возможность возникновения резонансных явлений при любых режимах его работы. Для этого прежде всего необходимо установить диапазон частот собственных колебаний элементов вращателя, что позволит определить, возможны ли резонансные режимы при той

Таблица 1

Упругие характеристики элементов вращателя

Деталь, обозначение*	Жесткость участка, 10^{-3} кН× ×см/рад	Приведенная жесткость 10^{-3} кН× ×см/рад
Вариант I		
Статор — ротор, 0—1/ c_{01}	0,120	0,120
Ротор — втулка, 1—2/ c_{12}	71,0	71,0
Втулка — полумуфта, 2—3/ c_{23}	77,5	77,5
Полумуфта — вал-шестерня, 3—4/ c_{34}	34,8	34,8
Вал-шестерня — колесо промвала, 4—5/ c_{45}	110,8	10,56
Промвал, 5—6/ c_{56}	4020	384,4
Передача II ступени, 6—7/ c_{67}	322	2,4
Выходной вал, 7—8/ c_{78}	12,7	0,945
Вариант II		
Статор — ротор, 0—1/ c_{01}	0,120	0,120
Ротор-шестерня I ступени, 1—2/ c_{12}	35,6	35,6
Передача I ступени, 2—3/ c_{23}	1250	289
Промвал, 3—4/ c_{34}	920,3	212,8
Передача II ступени, 4—5/ c_{45}	22,2	0,224
Выходной вал, 5—6/ c_{56}	172,0	1,68

* Числитель — обозначение по кинематической схеме, знаменатель — по расчетной.

или иной конструкции вращателя, и если да, то какой из возможных схем следует отдать предпочтение. Для станка СБР-160А-24 при раз-

Таблица 2

Инерционные характеристики элементов вращателя

Деталь, обозначение *	Момент инерции, $10 \text{ Н} \cdot \text{см} \cdot \text{с}^2$	Приведенный момент инерции, $10 \text{ Н} \cdot \text{см} \cdot \text{с}^2$
<i>Вариант I</i>		
Ротор электродвигателя, J_1/J_1	70000	70000
Левая полумуфта, J_2/J_2	0,09497	0,09497
Правая полумуфта, J_3/J_3	0,1392	0,1392
Шестерня вала, J_4/J_4	0,01304	0,01304
Вал-шестерня, $J_{34}/-$	0,04623	0,04623
Колесо промвала, J_5/J_5	0,3985	0,0384
Шестерня промвала, J_6/J_6	0,02692	0,00259
Промежуточный вал, $J_{56}/-$	0,05916	0,00574
Колесо выходного вала, J_7/J_7	1,466	0,0147
Выходной вал $J_{78}/-$	0,230	0,00171
Патрон, J_8/J_8	4,5	0,0336
<i>Вариант II</i>		
Ротор электродвигателя, J_1/J_1	27,25	27,25
Шестерня, J_2/J_2	0,0882	0,0882
Колесо промвала, J_3/J_3	0,242	0,056
Промвал, $J_{34}/-$	0,01208	0,0028
Шестерня промвала, J_4/J_4	9,06	2,09
Колесо выходного вала, J_5/J_5	0,5986	0,00575
Выходной вал, $J_{56}/-$	0,290	0,00284
Патрон, J_5/J_6	4,5	0,0441

* Числитель — обозначение по кинематической схеме, знаменатель — по расчетной.

работке конструкции вращателя предложено два варианта редуктора (рис. 1).

Расчет частот собственных колебаний в соответствии с [1] выполняется в два этапа: вначале определяются входные параметры системы и строятся расчетные схемы (I этап), а затем производится собственно определение частот (II этап). На первом этапе вначале рассчитываются инерционные и упругие характеристики элементов трансмиссии вращателя (методика расчета приведена в [2, 3]), результаты представлены в табл. 1 и 2), затем на основании расчетов строятся диаграммы масс (рис. 2) и, наконец, после приведения распределенных масс (методом Рэлея) получают эквивалентные расчетные схемы (рис. 3).

Второй этап предполагает исследование поведения системы одним из известных методов, например, с использованием уравнений Лагранжа 2-го рода. Уравнение Лагранжа, описывающее движение системы,

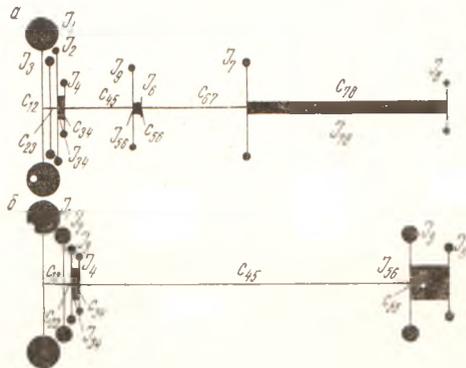


Рис. 2. Диаграммы масс:

а — для варианта I; б — для варианта II

в общем виде (без учета действия сил трения и внешних сил) имеет вид

$$\frac{d\dot{T}}{dt} - \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = Q_{\varphi}, \quad (1)$$

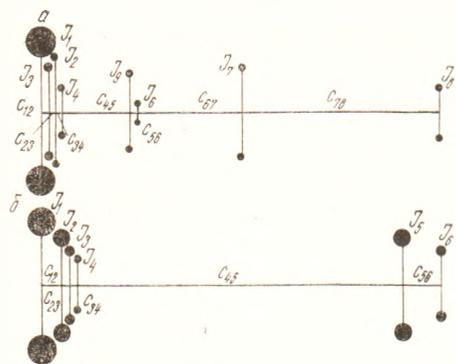


Рис. 3. Эквивалентные расчетные схемы: а — для варианта I; б — для варианта II

где T — кинетическая энергия исследуемой системы; Q_{φ} — обобщенная сила, соответствующая координате φ . Приняв за обобщенную координату угол поворота дискретной массы и получив выражения для кинетической и потенциальной энергии, после подстановки их в (1) и соответствующих преобразований получим систему уравнений, описывающе движение элементов расчетной схемы.

Уравнения движения системы вращателя при свободных колебаниях.

В общем виде. Вариант I:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) + c_{34} (\varphi_3 - \varphi_4) &= 0; \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 - c_{34} (\varphi_3 - \varphi_4) + c_{45} (\varphi_4 - \varphi_5) &= 0; \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 - c_{45} (\varphi_4 - \varphi_5) + c_{56} (\varphi_5 - \varphi_6) &= 0; \\ J_6 \ddot{\varphi}_6 - c_{56} (\varphi_5 - \varphi_6) + c_{67} (\varphi_6 - \varphi_7) &= 0; \\ J_7 \ddot{\varphi}_7 - c_{67} (\varphi_6 - \varphi_7) + c_{78} (\varphi_7 - \varphi_8) &= 0; \\ J_8 \ddot{\varphi}_8 - c_{78} (\varphi_7 - \varphi_8) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Вариант II:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) + c_{34} (\varphi_3 - \varphi_4) &= 0; \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 - c_{34} (\varphi_3 - \varphi_4) + c_{45} (\varphi_4 - \varphi_5) &= 0; \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 - c_{45} (\varphi_4 - \varphi_5) + c_{56} (\varphi_5 - \varphi_6) &= 0; \\ J_6 \ddot{\varphi}_6 - c_{56} (\varphi_5 - \varphi_6) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

В конечной форме. Вариант I:

$$\left. \begin{aligned} 7a_1 p^2 + 71 \cdot 10^5 (\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\ 0,0929a_2 p^2 - 71 \cdot 10^5 (\varphi_1 - \varphi_2) + 77,5 \cdot 10^5 (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\ 0,1469a_3 p^2 - 77,5 \cdot 10^5 (\varphi_2 - \varphi_3) + 34,8 \cdot 10^5 (\varphi_3 - \varphi_4) &= 0; \\ 0,0285a_4 p^2 - 34,8 \cdot 10^5 (\varphi_3 - \varphi_4) + 10,56 \cdot 10^5 (\varphi_4 - \varphi_5) &= 0; \\ 0,0584a_5 p^2 - 10,56 \cdot 10^5 (\varphi_4 - \varphi_5) + 384,4 \cdot 10^5 (\varphi_5 - \varphi_6) &= 0; \\ 0,0034a_6 p^2 - 384,4 \cdot 10^5 (\varphi_5 - \varphi_6) + 2,4 \cdot 10^5 (\varphi_6 - \varphi_7) &= 0; \\ 0,1083a_7 p^2 - 2,4 \cdot 10^5 (\varphi_6 - \varphi_7) + 0,945 \cdot 10^5 (\varphi_7 - \varphi_8) &= 0; \\ 0,0388a_8 p^2 - 0,945 \cdot 10^5 (\varphi_7 - \varphi_8) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Вариант II:

$$\left. \begin{aligned} 27,25a_1p^2 + 35,6 \cdot 10^5 (\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\ 0,0882a_2p^2 - 35,6 \cdot 10^5 (\varphi_1 - \varphi_2) + 289,0 \cdot 10^5 (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\ 0,0572a_3p^2 - 289,0 \cdot 10^5 (\varphi_2 - \varphi_3) + 212,5 \cdot 10^5 (\varphi_3 - \varphi_4) &= 0; \\ 0,0197a_4p^2 - 212,5 \cdot 10^5 (\varphi_3 - \varphi_4) + 0,224 \cdot 10^5 (\varphi_4 - \varphi_5) &= 0; \\ 0,0813a_5p^2 - 0,224 \cdot 10^5 (\varphi_4 - \varphi_5) + 1,68 \cdot 10^5 (\varphi_5 - \varphi_6) &= 0; \\ 0,449a_6p^2 - 1,68 \cdot 10^5 (\varphi_5 - \varphi_6) &= 0. \end{aligned} \right\} (5)$$

Решение уравнений (2) и (3) удобнее искать в форме гармонических функций вида $\varphi_i = a_i \sin(pt + \omega)$. После соответствующих преобразований получим системы уравнений (4) и (5), описывающих поведение системы при свободных колебаниях. Непосредственное решение систем (4) и (5) представляет значительные трудности. Поэтому для решения задачи применен метод косвенного расчета (метод Толле), основанный на предположении, что при собственных колебаниях сумма моментов сил упругости и сил инерции колеблющихся масс упругой системы должна равняться нулю. Обозначив моменты сил упругости через M_{12} , M_{23} и т. д. и относительные амплитуды угловых колебаний масс через a_1 , a_2 и т. д. и проведя в (4) и (5) соответствующие преобразования, получим новые, удобные для расчета на ЭВМ, системы уравнений.

Уравнения движения для расчета собственных частот.

Вариант I:

$$\begin{aligned} M_{12} &= -J_1 a_1 p^2; & a_2 &= a_1 + M_{12}/c_{12}; \\ M_{23} &= M_{12} - J_2 a_2 p^2; & a_3 &= a_2 + M_{23}/c_{23}; \\ M_{34} &= M_{23} - J_3 a_3 p^2; & a_4 &= a_3 + M_{34}/c_{34}; \\ M_{45} &= M_{34} - J_4 a_4 p^2; & a_5 &= a_4 + M_{45}/c_{45}; \\ M_{56} &= M_{45} - J_5 a_5 p^2; & a_6 &= a_5 + M_{56}/c_{56}; \\ M_{67} &= M_{56} - J_6 a_6 p^2; & a_7 &= a_6 + M_{67}/c_{67}; \\ M_{78} &= M_{67} - J_7 a_7 p^2; & a_8 &= a_7 + M_{78}/c_{78}; \\ R &= M_{78} - J_8 a_8 p^2; \end{aligned}$$

Вариант II:

$$\begin{aligned} M_{12} &= -J_1 a_1 p^2; & a_2 &= a_1 + M_{12}/c_{12}; \\ M_{23} &= M_{12} - J_2 a_2 p^2; & a_3 &= a_2 + M_{23}/c_{23}; \\ M_{34} &= M_{23} - J_3 a_3 p^2; & a_4 &= a_3 + M_{34}/c_{34}; \\ M_{45} &= M_{34} - J_4 a_4 p^2; & a_5 &= a_4 + M_{45}/c_{45}; \\ M_{56} &= M_{45} - J_5 a_5 p^2; & a_6 &= a_5 + M_{56}/c_{56}; \\ R &= M_{56} - J_6 a_6 p^2; \end{aligned}$$

По результатам вычислений на ЭВМ построены графики $R/p^2 = f(p)$, анализ которых дал следующие значения частот собственных колебаний: для I варианта: $f_1 = 132$ Гц; $f_2 = 208$ Гц; $f_3 = 314$ Гц; $f_4 = 715$ Гц; $f_5 = 1831$ Гц; $f_6 = 2110$ Гц; $f_7 = 3465$ Гц; для II варианта: $f_1 = 735$ Гц; $f_2 = 675$ Гц; $f_3 = 923$ Гц; $f_4 = 3705$ Гц; $f_5 = 6000$ Гц.

Результаты расчетов позволяют сделать вывод, что резонансный режим в системе вращателя бурового станка СБР-160А-24 в принципе не исключен, поскольку частоты собственных колебаний элементов трансмиссии вращателя занимают широкий диапазон и при некоторых

режимных параметрах бурения могут попадать в диапазон частоты вынужденных колебаний. Отсюда следует, что для вывода системы из резонансной зоны и уменьшения динамических нагрузок в элементах трансмиссии рабочего органа станка СБР-160А-24 необходимо использовать амортизирующие элементы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Катанов Б. А., Протасов М. И. Определение собственных частот крутильных колебаний редуктора вращателя бурового станка // Вопросы механизации горных работ: Сб. науч. тр. КузПИ.— 1972.— № 46.— С. 201—209.

2. Давыдов Б. Л., Скородумов Б. А. Статика и динамика горных машин.— М.: Машиностроение, 1967.— 180 с.

3. Маслов Г. С. Расчеты колебаний валов: Справочник.— М.: Машиностроение, 1980.— 151 с.

Рекомендована кафедрой
горных машин и
комплексов КузПИ

Поступила в редакцию
01.02.91

УДК 622.625.28

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ФУТЕРОВАННОГО КОЛЕСА ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА С РЕЛЬСОМ

Канд. техн. наук А. А. СЕРДЮК (Днепропетровский горный институт)

Футерование колес локомотива фрикционными материалами обеспечивает получение больших значений касательных составляющих сил на площадке контакта, которые определяют повышение силы тяги и торможения. Для выбора параметров резинового бандажа необходимо точное описание напряженно-деформированного состояния области бандажа, примыкающей к площадке контакта. Из решения этой задачи может быть получена, в частности, зависимость удельного давления от длины площадки контакта жесткостных характеристик резинового слоя. Определение характеристик напряженно-деформированного состояния футерованного колеса относится к задачам нелинейной теории упругости.

Известно решение контактной задачи при сжатии многослойных упругих цилиндров с учетом локальной кривизны поверхности, путем сведения контактной задачи к интегральному уравнению Фредгольма первого рода [1]. В работе [2] методом конечных элементов получено решение для контакта жесткого цилиндра с другим жестким цилиндром, покрытым слоем резины. Решение задачи о вдавливании жесткого индентора в упругий слой приведено в [3]. Результаты решения этих задач не могут быть перенесены для описания процессов в футерованном колесе шахтного локомотива при его взаимодействии с рельсом.

В данной работе исследования контактного взаимодействия футерованного резинового колеса и рельса используется геометрически и физически нелинейная модель сплошной среды, построенная методом физической дискретизации [4], в которой учитывается наличие трения между рельсом и футерованным колесом.

Задача решается при следующих представлениях: футеровка заменяется эквивалентной моделью, состоящей из сосредоточенных масс

ISSN 0536-1028

Известия

ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ

ГОРНЫЙ ЖУРНАЛ

ВЫХОДИТ ЕЖЕМЕСЯЧНО

9 / 91

СОДЕРЖАНИЕ

Физические процессы горного производства

Данилов В. Н., Гладун Ю. В. О выявлении полостей в геотехническом пространстве горных предприятий поверхностным прозвучиванием	1
Беркман М. И., Попов В. А. Разрушение горных пород, сопровождающееся скачкообразным ростом числа микротрещин	8
Бауков Ю. П. О возможности применения геофизической модификации велосимметрического метода при контроле затюбингового пространства и обделки тоннелей	13
Петруха Л. М. Обоснование систем разведки медноколчеданных месторождений	19

Математические модели горной технологии и техники

Володарский В. А., Щуцкий В. И. Математические модели оптимизации предупредительных замесов и ремонтов электрооборудования	23
--	----

Разработка месторождений полезных ископаемых

Подсохин Е. Л., Тетерин А. Ф. Уточнение параметров системы разработки крутопадающих месторождений при равнинном рельефе местности	28
Янченко Г. А. Изменение объемов сухих продуктов подземной газификации углей при дожигаании в них горючих газов	31
Садовенко И. А. Эмпириоаналитическая оценка формирования водопроницаемой зоны над очистной выработкой	34
Пятигорский Л. В., Райш А. И., Гобов Н. В., Гусманов Ф. Ф. Перспективы раздельной добычи и переработки руд Орловского месторождения	38

Строительство шахт и подземных сооружений

Хмяляйнен В. А., Простов С. М., Иванов В. В. Влияние экранирования выработки на результаты электрометрического контроля качества тампонажных работ	42
Черников А. К. Упруго-пластическое деформирование цилиндра с полостью конечной глубины	47

Маркшейдерское дело

Шпаков П. С., Поклад Г. Г., Ожигин С. Г., Омаров С. Т. Расчет устойчивости реальных карьерных откосов для геомеханической модели неоднородного массива	51
--	----

Экономика, организация и управление

Игнатьева М. Н. Система платежей за природные ресурсы и охрану окружающей среды при освоении недр и ее совершенствование	56
--	----

Рудничная аэрология. Охрана труда

Кременчуцкий Н. Ф., Бескровный В. И., Ключков В. Г., Балашинов С. В., Лимица Л. П., Халимендик Ю. М., Мальцев И. В. Метод расчета шахтных дегазационных систем	61
Кобелев Н. С. Эффективные устройства пылеподавления при открытых работах на карьерах КМА	66

Буровзрывное дело

Силин В. С., Маленьких Ю. А. Безопасные параметры взрывных работ при порядном взрывании вблизи подземных трубопроводов	68
Татлыев Х. С., Агаев С. Г. О критерии инвариантности (нечувствительности) колебательного движения колонны труб при разбуривании горных пород	73
Катанов Б. А., Воронов Ю. Е., Протасов М. И. Определение частот собственных колебаний вращателя бурового станка	75

Рудничный транспорт

Сердюк А. Л. Взаимодействие футерованного колеса шахтного локомотива с рельсом	80
Николаев А. К., Пупо Р. И., Докукин В. П., Тимофеев И. П. Определение параметров гидротранспортирования тонкодисперсных пульп при самотечном движении	83
Реутов А. А. Расчет напряженно-деформированного состояния соединений резинокросовых конвейерных лент методом конечных элементов	85

Механизация горных работ. Горные машины и комплексы

- Першин Г. Д. Анализ причин проявления и расчет целостности канатно-образного пиления 88
- Махно Д. Е., Макаров А. П. Эксплуатационная технологичность карьерных экскаваторов в условиях совершенствования технического обслуживания и ремонта машин 94

Горная механика

- Николаев Ю. А., Крушник А. В. Экспериментальные исследования скиповой пневмоподъемной установки 96

Электрификация горных работ

- Крошка А. С., Рыбалко Б. И., Момот В. Е., Серебренников В. М. Оптимальное управление дробильной фабрикой в условиях пиковых нагрузок энергопотребления 100
- Бырька В. Ф., Брейдо И. В., Петерс И. В., Томили Н. Ф. Особенности управления тиристорным электроприводом горных машин при электроснабжении от источника электроэнергии соизмеримой мощности 106
- Эпштейн И. Я., Гончаров А. Ф., Попов Ю. Н. Импульсная прочность изоляции экскаваторных электродвигателей 109
- Обабкова Е. С. Условия корректности расчетов регулировочной характеристики и спектрального состава тока дугогасящего реактора с фазоимпульсным управлением 112

Автоматизация производственных процессов

- Кузякин В. И. Системы диагностики и мониторинга технического состояния буровых установок 115

Рудоподготовка и обогащение полезных ископаемых

- Киреева Т. А. Влияние вида и параметров распределения гранулометрического состава опробуемого продукта на коэффициенты формулы минимальной массы пробы 119

- Байченко Ал. А. Диспергирование реагентов при флотации угольной мелочи 120

- Рефераты 124

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

А. Е. Троп (главный редактор)

К. Н. Адюлов, А. И. Арсентьев, В. Ф. Бызов, Г. А. Багаутинов, Н. Ф. Гращенков, А. Н. Данияров, И. В. Дементьев, В. З. Козин, В. Н. Корнилов, А. А. Кулешов, Д. Е. Махно, Б. А. Носырев, Л. Я. Парчевский, Г. Г. Пивняк, В. Л. Попов, Н. М. Проскуряков, Ю. И. Протасов, Л. А. Пучков, В. В. Ржевский, Ю. А. Рыжков, К. Ф. Салицкий, В. Г. Симанов (зам. главного редактора), Ю. И. Соколов, Г. И. Солод, Л. А. Сорокин (зам. главного редактора), В. Е. Стровский, Ю. И. Туринцев, В. П. Франчук, В. С. Хохряков, В. И. Щуцкий, В. А. Ярцев

Ответственный секретарь редакции Р. К. Бродягина

Старший редактор С. М. Кошелева Редактор А. В. Беляева
Технический редактор Н. Д. Чубарова Корректор О. Г. Пихтовникова

Сдано в набор 25.04.91. Подл. в печать 08.08.91.
Формат 70×108^{1/8}. Бум. тип. № 2. Печать высокая.
11,2 усл. печ. л. 11,2 усл. кр.-отт. 11,8 уч.-изд. л.
Тираж 1250. Заказ 278. Цена 1 р. 40 к.

Редакция «Изв. вузов. Горный журнал»,
620219, г. Свердловск, Университетский пер., 9, ГСП-678, тел. 22-46-04.

Типография изд-ва «Уральский рабочий»,
620151, г. Свердловск, пр. Ленина, 49.