

6  
А-61

Министерство высшего и среднего специального образования СССР  
ВСЕСОЮЗНЫЙ ЗАОЧНЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

---

На правах рукописи

Аспирант Г.В.БРИМ

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВИБРОПИТАТЕЛЕЙ  
ДЛЯ ДОСТАВКИ РУДЫ ИЗ ОТРУБЕНИЯ

Специальность 05173. Горная электромеханика

Автореферат диссертации  
на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва - 1971

Министерство высшего и среднего специального образования СССР  
ВСЕСОЮЗНЫЙ ЗАОЧНЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

---

На правах рукописи

Аспирант Г.В.БРИМ

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВИБРОПИТАТЕЛЕЙ  
ДЛЯ ДОСТАВКИ РУДЫ ИЗ ОБРУШЕНИЯ

Специальность 05173. Горная электромеханика

Автореферат диссертации  
на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва - 1971



Работа выполнена во Всесоюзном заочном политехническом институте и Лениногорском ордена Трудового Красного Знамени полиметаллического комбината.

Научные руководители: проф., докт. техн. наук Н.А. МАЛЕВИЧ  
проф., докт. техн. наук В.М. ПОПОВ

Официальные оппоненты: проф., докт. техн. наук  
И.Ф. ГОНЧАРЕВИЧ  
канд. техн. наук  
Э.А. ВУКОЛОВ

Ведущее предприятие - ВОСТОКМАШЗАВОД

Автореферат разослан "25" VIII 1971

Защита диссертации состоится "19" X 1971 на заседании Ученого совета горного факультета Всесоюзного заочного политехнического института /ул. Павла Корчагина, 22/.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат направляется публичная библиотека  
им. С.П. Корчагина - 19.9.71

Просим Вас и всех заинтересованных лиц Вашего учреждения принять участие в заседании Ученого совета, посвященного защите диссертации или прислать свои отзывы в 2-х экз. по адресу: Москва, И-278, ул. Павла Корчагина, д. 22. Всесоюзный заочный политехнический институт.

Ученый секретарь

Г. СВИРИДЕНКО

*Павел*

## В В Е Д Е Н И Е

Вибрационные транспортные механизмы в горнорудной промышленности получили в последние годы довольно широкое применение. Рядом ведущих институтов и предприятий Союза разработаны вибропитатели и виброконвейеры и, наконец, целые комплексы, многие из которых показали хорошие эксплуатационные качества.

Перспективность применения вибрационной техники при добыче полезного ископаемого доказана видными учеными. Чл. кор. акад. наук М.И. АГОШКОВЫМ и к.т.н. З.А. ТЕРПОГОСОВЫМ проведен подробный технико-экономический анализ систем разработок с использованием вибротехники. Докторами техн. наук Н.Г. ДУБИНЫМ и С.Л. ИОФИНЫМ исследованы и внедрены различные варианты системы разработки для поточного выпуска и доставки руды.

Теоретические основы расчета вибрационных транспортных машин созданы В.Н. ПОТУРАЕВЫМ, И.И. БЛЕХМАНОМ, В.К. ДЬЯЧКОВЫМ и др. Докт. техн. наук И.Ф. ГОНЧАРЕВИЧЕМ предложены ряд конструкций вибропитателей и разработаны теория бигармонического колебания и влияние частоты на скорость транспортирования и др. Теория колебания и вибропогружения свай подробно изложена в трудах А.А. ЯБЛОНСКОГО, С.С. НОРЕЙКО, Н.Г. РУСАКОВЫМ, Л.Л. ХАРКЕВИЧА, С.Н. ЛУКОМСКОГО и др.

Несмотря на значительный объем исследовательских работ и области использования вибротехники на транспорте, вопрос создания самоходных вибропитателей требует дальнейшего изучения. В технической литературе и практике институтов и заводов отсутствуют рекомендации для проектирования механизма передвижения ударного типа и определения скорости перемещения вибропитателя, снабженного таким механизмом. Использование для передвижения вибропитателя силы удара является принципиально новым решением, что подтверждается авторским свидетельством

ми на изобретения № 188443, 290123.

Цель и задача настоящих исследований – изучение использования силы удара вибратора для перемещения вибропитателя в горных выработках под отбитой взрывом рудой, определение скорости движения, выбор конструктивных параметров и разработка методики расчета самоходного вибропитателя.

## Г Л А В А I

### КРАТКИЙ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН ДЛЯ ВЫПУСКА РУДЫ ИЗ БЛОКОВ

В главе I произведен краткий критический анализ различных вариантов доставки обрушенной руды из блоков, сделано технико-экономическое сравнение вариантов. Весьма перспективным направлением в совершенствовании технологии подземной добычи полезных ископаемых является внедрение системы подэтажного обрушения с торцевым выпуском руды, которая позволяет упростить конструкцию днища, технологию очистных работ и сократить объем ручного труда на проходке и очистной выемке. Наиболее рациональным типом оборудования для условий погрузки и доставки из торца выработки являются вибропитатели, которые в отличие от самоходных машин и скреперов, способны работать при значительном заглублении в обрушенную горную массу, что уменьшает угол естественного откоса, увеличивает размеры потока выпускаемого слоя и снижает потери и разубоживание руды. Недостатком применения вибропитателей типа ВП-I, УВР-I, "Вибропитатель II", является отсутствие механизма передвижения, который необходим по технологии добычи руды с выпуском ее в торец горной выработки.

Наличие у вибропитателя механизма передвижения сократит трудозатраты на его перестановку со слоя на слой, повысит безопасность обслуживающего персонала и приблизит его по маневренности в забое к самоходному оборудованию. В качестве механизма передвижения применяются: гусеничный и колесный ход, толкатели, горизонтальная составляющая самобалансного вибратора, которые не приспособлены для работы под завалом руды, и не обладают необходимой напорной силой или же представляют собой сложную

металлоемкую конструкцию. Применяется также тягальное устройство, которое требует при извлечении вибропитателя частичную очистку от горной массы и не обеспечивает реверсивность движения вибропитателя. Для вибропитателей целесообразно применять механизм передвижения ударного типа, т.е. силу удара самобалансного вибратора, у которого вращающиеся и трущиеся поверхности изолированы от внешней среды.

На Лениногорском полиметаллическом комбинате автором созданы и испытаны две конструкции вибропитателей, отработаны ряд технологических и конструкторских задач, которые были использованы рядом институтов, в том числе и ВНИИцветметом.

## Г Л А В А II

### ОСНОВЫ ТЕОРИИ САМОПЕРЕДВИЖНОГО ВИБРАЦИОННОГО ПИТАТЕЛЯ

Вопрос использования силы удара для передвижения вибропитателей в отечественной и зарубежной практике изучался недостаточно. Особенность исследуемой конструкции вибропитателя заключается в том, что вибратор самобалансного типа установлен в направляющих с возможностью возвратно-поступательного движения. В зависимости от направления движения вибратор через звено шатунного механизма передает направленное усилие транспортирующей площадке, наносит удары по упору корпуса вибропитателя, внедряя его в отбитую горную массу. По условию выпуска руды из блока вибропитатель должен работать по двум программам:

1/ внедриться под отбитую горную массу, одновременно транспортируя материал;

2/ после заглубления остановить движение и приступить к транспорту материала из обрушения.

Режим работы вибропитателя определяет законы колебания

самобалансного вибратора. Для того, чтобы вибропитатель перемещался, к нему необходимо приложить усилие, превышающее силы сопротивления. Ведущим звеном в вибропитателе является вибратор, совершающий за счет возмущающей силы возвратно-поступательные движения.

При решении задачи—"Самодвижение вибропитателя за счет силы удара вибратора", колебание тела с соударением об ограничитель"—введены следующие допущения:

- а) корпуса вибропитателя и вибратора рассматриваются, как абсолютно твердые тела;
  - б) удар между вибратором и корпусом вибропитателя является абсолютно неупругим и мгновенным;
  - в) дебалансы вибратора вращаются равномерно и действуют на вибратор с силой, направленной вдоль оси вибропитателя.
- Активной силой является возмущающая сила вибратора.

$$P_0 = m_0 \gamma \omega^2 \sin \varphi$$

На рис. 1 изображена расчетная схема самоходного вибропитателя, у которого транспортирование материала осуществляется энергией колеблющегося вибратора. Для чего транспортная площадка связана с вибратором кривошипно-шатунным механизмом. На шарнир С действует сила  $N$ , которая складывается из веса транспортной площадки и транспортируемого материала. Горизонтально составляющая  $R$  силы  $N$  величина переменная и зависит от величины наклона шатунов кривошипно-шатунного механизма. Доказано, что в практических расчетах приращение силы  $R$  можно принять пропорционально величине амплитуды колебания вибратора.

Для решения задачи, отвечающей на вопрос при каких условиях и с какой скоростью будет перемещаться вибропитатель, снабженный механизмом передвижения ударного типа, составлены два дифференциальных уравнения, описывающие движение системы механизма в первом приближении. Первое уравнение описывает движение вибратора до удара. Второе — совместное движение вибратора и вибропитателя с момента удара.

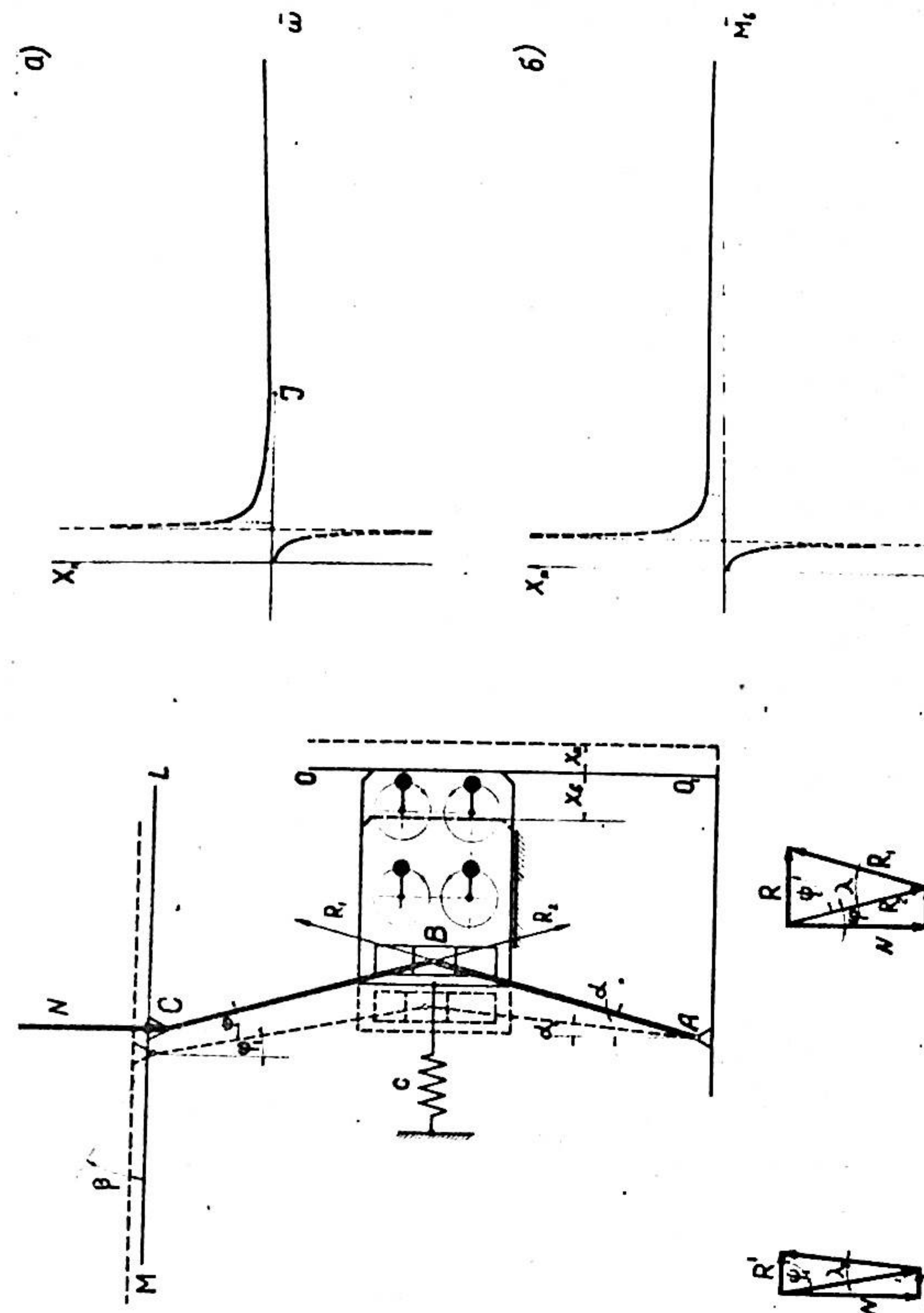


Рис. 1. Расчетная схема к определению скорости движения вибропитателя и исследование уравнения движения вибропитателя:

- а. Зависимость пути перемещения вибропитателя за удар от угловой скорости дебалансов;
- б. Зависимость пути передвижения вибропитателя от массы вибратора.

$$\ddot{x}_s M_s = P_0 \sin(\omega t + \varphi) + N(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \varphi) - x_s(o + c) + \lambda c, \quad / 1 /$$

$$x_n M_n = \bar{x}_s M_s - W, \quad / 2 /$$

где  $M_s$  — масса вибратора, кг;  
 $M_n$  — масса вибропитателя, кг;  
 $P_0$  — возмущающая сила вибратора, н;  
 $N$  — сила давления столба горной массы на транспортную площадку, н;  
 $\alpha, \varphi$  — углы наклона к вертикали кулис шатунного механизма;  
 $c$  — жесткость упругого элемента, н/м;  
 $x_s$  — амплитуда колебания вибратора, м;  
 $x_n$  — величина перемещения вибропитателя, за удар м;  
 $W$  — суммарные сопротивления перемещению вибропитателя, н;  
 $\lambda$  — предварительная деформация упругого элемента, м;  
 $o$  — приращение реакции от силы  $N$  с изменением углов н/м.

Решение линейного неоднородного уравнения /1/ найдено в форме:

$$x_s = \bar{x}_s + x_s^* \quad / 3 /$$

где  $x_s^*$  — общее решение уравнения /1/ без правой части;

$\bar{x}_s$  — частное решение уравнения /1/ с правой частью;

общий интеграл которого представлен в виде:

$$x_s = x_s^* - \bar{x}_s = a \sin(kt + \alpha) + \frac{h + Q}{k - \omega^2} \sin(\omega t + \varphi), \quad / 4 /$$

где  $h = P_0 M_s^{-1}$  ;  $k = (o + c) M_s^{-1}$  ;

$$Q = [N(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \varphi) + \lambda c] M_s^{-1}.$$

Учитывая, что интерес представляют только вынужденные колебания, влияющие на силу удара, первый член уравнения (4) исключен.

Следовательно

$$x_s = \frac{h + Q}{k - \omega^2} \sin(\omega t + \varphi). \quad (5)$$

При  $\omega t = \omega \pi = \frac{T}{2}$  и  $\varphi = 0$   $\cos \omega t \cos \varphi = -1$ , а

$$\sin \omega t \sin \varphi = 0$$

первая производная уравнения (5), умноженная на  $(-1)$ , выражает скорость колебания вибратора

$$v_s = \frac{h + Q}{\omega^2 - k} \omega, \quad (6)$$

а вторая производная — ускорение, которое при  $\omega t = \omega \pi$  и  $\varphi = 0$  равно нулю  $\ddot{x}_s = 0$ .

Тогда уравнение (2) запишется:

$$\ddot{x}_n M_n = -W, \quad (7)$$

интеграл которого определяет величину пути передвижения вибропитателя за один удар

$$x_n = -\frac{W}{M_n} \int t_1 dt_1 + C_1 \int dt_1$$

или

$$x_n = -\frac{W t_1^2}{M_n 2} + C_1 t_1 + C_2. \quad (8)$$

Для дальнейшего решения уравнения (8) использована теорема Карно.

По начальным условиям:

$$t_0 = 0, \quad x_n = 0; \quad \dot{x}_n = \frac{M_s}{M_n} v_s$$

и интегралам уравнения (7) определены постоянные коэффициенты  $C_1$  и  $C_2$ .

После подстановки значений  $C_1$  и  $C_2$  и преобразования

уравнение (8) запишется:

$$x_n = \frac{t_y}{M_n} \left( \frac{h+Q}{\omega^2 - R} \omega M_b - \frac{W t_y}{2} \right) \frac{M}{\text{удар}} \quad (9)$$

Таким образом, уравнение (9) является результатом совместного решения двух дифференциальных уравнений (1 и 2). Здесь  $t_y$  — длительность соударений.

Для выбора оптимальных параметров вибропитателя проведено исследование уравнения (9), как функции  $x_n = f(\omega)$ .

Область определения функции находится в пределах:

$$(-\sqrt{R}, \sqrt{R}) ; (-\infty, -\sqrt{R}) ; (\sqrt{R}, \infty) ;$$

$$\text{при } \lim_{\omega \rightarrow \sqrt{R} + 0} f(\omega) \rightarrow \infty ;$$

$$\text{при } \lim_{\omega \rightarrow \sqrt{R} - 0} f(\omega) \rightarrow -\infty .$$

Для исследования уравнения (9), как функции  $x_n = \mathcal{F}(M_b)$ , вместо величин  $h, Q$  и  $R$  подставлены их значения и проведено преобразование.

После чего уравнение (9) примет вид:

$$x_n = \frac{T M_b}{\omega^2 M_b - C_0} - \frac{W t_y}{2 M_n} , \quad (10)$$

$$\text{где } T = [P_0 + N(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \varphi) + \lambda c] t_y \omega M_n^{-1} , \quad C_0 = 0 + c$$

Область определения функции находится в пределах:

$$\left( \frac{C_0}{\omega^2} , \infty \right) ; \left( 0 , \frac{C_0}{\omega^2} \right) .$$

Рассматривая функцию (10) в этих пределах видно, что

$$\text{при } M_b = 0 , \quad \mathcal{F}(M_b) = - \frac{W t_y}{2 M_n} ,$$

$$\text{при } \lim_{M_b \rightarrow \frac{C_0}{\omega^2} + 0} \mathcal{F}(M_b) \rightarrow -\infty ,$$

$$\text{при } \lim_{M_b \rightarrow \frac{C_0}{\omega^2} - 0} \mathcal{F}(M_b) \rightarrow +\infty ,$$

$$\text{при } \lim_{M_b \rightarrow \infty} \mathcal{F}(M_b) \rightarrow \left( T - \frac{W t_y}{2 M_n} \right) .$$

Исследование уравнения /9/ в функциях  $x_n = f(\omega)$ ,  $x_n = \mathcal{F}(M_b)$ , зависимость которых изображена на рис. 1 показывает, что принятая методика расчета и заложенные начальные условия упростили решение задачи и приблизили теорию к практике. Расхождение теории с практикой в области резонанса при  $x_n \rightarrow \pm \infty$ , следует откорректировать на базе экспериментальных данных.

При транспортировании материала жесткое соударение двух тел, вибратора и корпуса, необязательно. В этом случае жесткие удары рационально заменить упругими, для чего между ограничителем и подвижным телом вводится упругий элемент  $C_1$ . Расчетная схема приведена на рис. 2. Сила  $N$  учитывает вес транспортной площадки и груза, который находится на вибропитателе.

Реакция силы  $N$  давит на пружину, в результате последняя деформируется на некоторую величину  $\lambda_1$ .

Горизонтальная составляющая силы  $N$  определяется уравнением:

$$R = N(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \varphi) .$$

Согласно аксиоме статики имеем:

$$R = C_1 \lambda_1 , \quad / 11 /$$

где  $C_1$  — жесткость пружины.

Перемещением центра массы вибратора на некоторую величину  $\pm x_1$  меняется величина реакции силы на величину  $\pm x_1 C_1$ .

Дифференциальное уравнение движения вибратора запишется:

$$\ddot{x}_1 M_b - x_1 C_1 = P_0 \sin \omega t + N(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \varphi) - C_1 \lambda_1 , \quad / 12 /$$

Вводя обозначения:

$$- \frac{C_1}{M_b} = R_1^2 ; \quad \frac{P_0}{M_b} = h ; \quad Q = \frac{N(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \varphi) - C_1 \lambda_1}{M_b}$$

и учитывая, что  $N(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \varphi) = C_1 \lambda_1$ ,

уравнение /12/ запишется:

$$\ddot{x}_1 + R_1^2 x_1 = h \sin \omega t$$

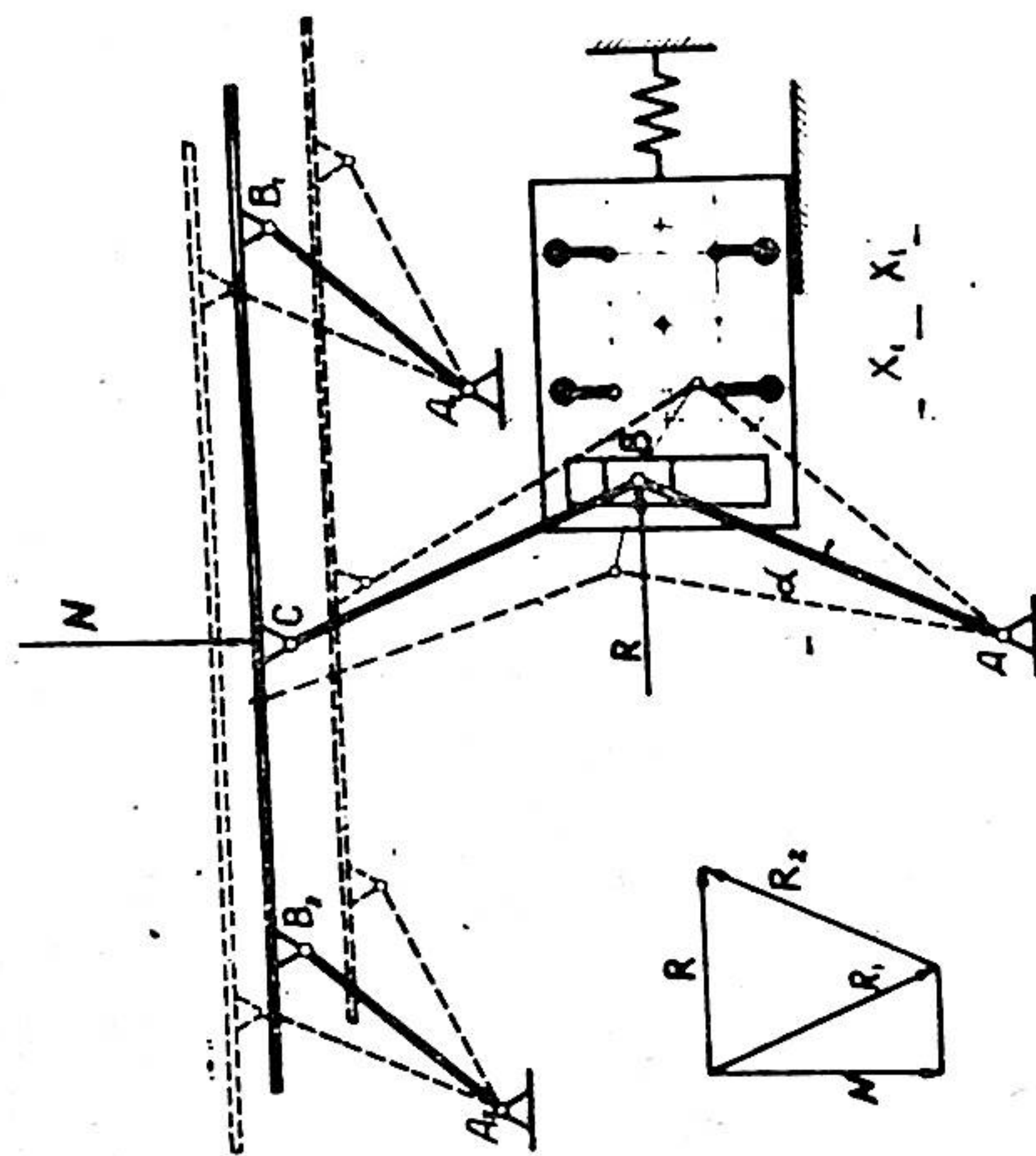
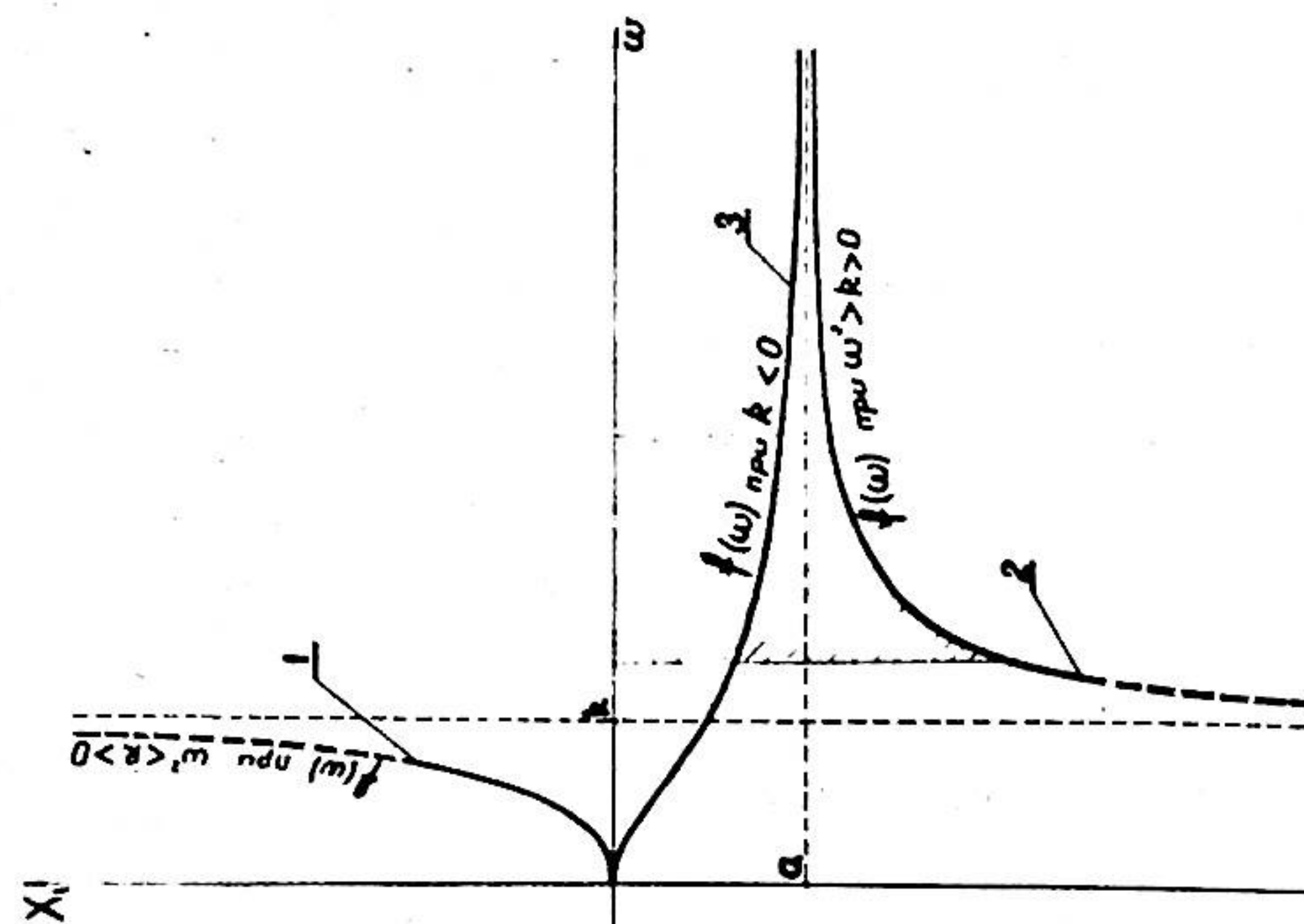


Рис. 2. Расчетная схема для определения амплитуды колебания вибратора и исследование зависимости амплитуды от угловой скорости дебалансор. I, 2, 3 области существования функции

Принимая начальные условия периодического движения тела:  
при  $t = 0$  ,  $X_1 = 0$  ;  $\dot{X}_1 = 0$  ,  
при  $t = \frac{\pi}{2\omega}$  ,  $X_1 = X_0$  ,  $\dot{X}_1 = \dot{X}_0$  ,  
закон установившегося движения запишется :

$$X_1 = \frac{h}{k^2 - \omega^2} \sin \omega t . \quad / 14 /$$

При  $\sin \omega t = 1$  перемещение центра массы вибратора относительно осей координат принимает максимальное значение и численно равна абсолютной величине .

$$X_1 = \frac{h}{k^2 - \omega^2} . \quad / 15 /$$

Исследование амплитуды колебания вибратора, как функции  $X_1 = f(\omega)$  показали, что область существования функции находится в интервалах:  $(-\infty, -\sqrt{k^2})$  ;  $(-\sqrt{k^2}, \sqrt{k^2})$  ;  $(\sqrt{k^2}, \infty)$  .

Результаты исследования изображены на рис. 2. Кривые I, 2 и 3 отражают область существования функции.

Исследуемый самоходный вибропитатель принципиальных отличий от известных не самопередвижных конструкций не имеет. Отличается: подвеска транспортной площадки и способ передачи энергии самобалансного вибратора на транспортирование материала и самопередвижение вибропитателя, что признано изобретением.

Правила подбора исходных данных производительности мощности, при проектировании самоходного вибропитателя остаются без изменений от общеизвестных, которые изложены В.К.ДЯЧКОВЫМ, В.Н.ПОТУРАЕВЫМ, И.Ф.ГОНЧАРЕВИЧЕМ и др.

В изучаемой схеме самоходного вибропитателя транспортная площадка может иметь переменный угол наклона, что влияет на скорость транспортирования материала. Наивыгоднейший режим вибропитателя будет при равенстве производительностей наклонной и горизонтальной частей транспортной площадки. Потери скорости вибротранспортирования по наклонной части транспортной площадки можно компенсировать при помощи изменения величины амплитуды колебания. Принимая во внимание, что амплитуда колебания является важным факто-

ром, влияющим на скорость транспортирования, проведен анализ механизма самоходного вибропитателя. Методом графического анализа механизма установлено, что между амплитудой и углом направления колебаний существует определенная зависимость, которая изменяется по тангенсальному закону и описывается уравнением:

$$A = x + y \operatorname{tg} \beta, \quad / 16 /$$

где  $x, y$  — постоянные коэффициенты;

$\beta$  — угол направления колебаний, величина переменная по длине звена;

$A$  — амплитуда колебания искомой точки при угле наклона колебания.

Постоянные коэффициенты  $x$  и  $y$  определены по геометрическим параметрам механизма

$$\begin{array}{l} \text{при } t = \frac{\pi}{2}, \quad A_{B_1} = A_1, \quad \beta_{B_1} = \beta_1, \quad \gamma = \gamma_1, \\ \text{при } t = \pi, \quad A_{B_1} = 0, \quad \beta_{B_1} = \beta_1, \quad \gamma = 0, \\ \text{при } t = \frac{3\pi}{2}, \quad A_{B_1} = -A_1, \quad \beta_{B_1} = \beta_1, \quad \gamma = -\gamma_1, \\ \text{при } t = 2\pi, \quad A_{B_1} = 0, \quad \beta_{B_1} = \beta_1, \quad \gamma = 0. \end{array} \quad / 17 /$$

В результате преобразований получено

$$x = \frac{A_1 [\sin(\gamma_1 - \beta_1) - \sin \beta_1]}{\sin \gamma_1}. \quad / 18 /$$

Коэффициент  $y$  определен из уравнений /16/, /18/ и начальных условий /17/

$$y = \frac{A_1}{\operatorname{tg} \beta_1} \left( 1 - \frac{\sin(\gamma_1 + \beta_1) - \sin \beta_1}{\sin \gamma_1} \right). \quad / 19 /$$

Замена постоянных коэффициентов  $x$  и  $y$  в уравнении /16/ их значениями дает уравнение /20/, выражающее зависимость между амплитудой колебания и углом направления колебаний, в любой точке транспортной площадки

$$A = \frac{\sin \gamma_1}{\sin \beta_1} \left( \frac{\sin(\gamma_1 + \beta_1) - \sin \beta_1}{\sin \gamma_1} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_1} - \frac{\sin(\gamma_1 + \beta_1) - \sin \beta_1}{\sin \gamma_1 \operatorname{tg} \beta_1} \right). \quad / 20 /$$

### ГЛАВА III ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для установления границ сходимости теории с практикой и оценки погрешностей, проведены экспериментальные исследования. Согласно формулы /9/ величина перемещения за удар есть сложная функция  $x_n = f(\omega, M_s, M_n, W, t_y, c)$ . В настоящей работе исследованию подвергнуты зависимости  $x_n = f(\omega)$ ,  $x_n = f(M_s)$ ,  $x_n = f(c)$ ,  $x_s = f(\omega)$ .

Принимая во внимание, что длительность соударения  $t_y$  оказывает существенное влияние на величину  $x_n$ , она регистрировалась при помощи специального датчика. Измерения проводились с помощью датчиков, сконструированных автором работы.

Исследования проводились на самопередвижном вибропитателе изготовленном в масштабе 1:10 динамически подобном натурному образцу. Импульсы вынужденных колебаний вибратора и вибропитателя воспринимались датчиками реохордного типа, представляющими собой проволочные сопротивления. Подвижной контакт выполнен из серебряного сплава. Тензометрические датчики собраны с компенсационным сопротивлением в мостиковую схему. В качестве регистрирующего прибора использован осциллограф Н-700.

Решена задача подобия и размерностей и установлена связь между исследуемым самопередвижным вибропитателем и натурным образцом. Критерии подобия исследуемой системы найдены по преобразованным дифференциальным уравнениям /1 и 2/.

$$\ddot{x}_n M_n + x_s(c + 0) = P_0 \sin(\omega t + \varphi) + N(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \varphi_1) + \lambda c - W \quad / 21 /$$

в которых величина  $\ddot{x}_s M_s$  уравнения /2/ заменена ее значением из уравнения /1/. Размерность всех членов уравнения одинакова, аргумент синуса безразмерная величина. Знак дифференциала не влияет на размерность. Следовательно, опустив знаки дифференцирования и поделив все члены на один из его членов, получаем безразмерные комплексы величин. Угол сдвига фаз  $\varphi$  на критерии

подобия не влияет при  $\varphi_n = \varphi_m$ , поэтому его опускаем и для упрощения ведения записи произведем некоторые замены в дифференциальном уравнении /21/, после чего оно запишется:

$$M_n \frac{d^2 x}{dt^2} + x c_0 = P_0 \sin \omega t + N_z - W, \quad /22/$$

где  $N_z = N(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \varphi) + \lambda c$  — предварительная сила прижатия массы вибратора к корпусу питателя.

Найдены критерии подобия:  $\Pi_1''$ ,  $\Pi_2''$ ,  $\Pi_3''$ ,  $\Pi_4''$ ,  $\Pi_5''$ . При изучении установившегося движения начальные условия  $x_{00}$ ,  $v_{00}$  в число параметров, определяющих движение системы не входят, следовательно и критериев подобия будет на два меньше.

За достаточные условия подобия можно принять:

$$\Pi_1'' = \frac{\Pi_1''}{\Pi_5''} = \frac{x_0 c_0 t_y^2}{x_n M_n} : \omega t = \frac{c_0 t_y}{M_n \omega};$$

$$\Pi_2'' = \frac{\Pi_3''}{\Pi_2''} = \frac{N_z t_y^2}{M_n x_n} : \frac{P_0 t_y^2}{M_n x_n} = \frac{N_z}{P_0};$$

$$\Pi_3'' = \frac{\Pi_4''}{\Pi_2''} = \frac{W t_y^2}{M_n x_n} : \frac{P_0 t_y^2}{M_n x_n} = \frac{W}{P_0}.$$

/23/

Полученные критерии подобия проверены на самопередвижном вибропитателе, изготовленном в масштабе 1:5. Сходимость критериев подобия на двух типоразмерах вибропитателей подтверждает их правильность.

Исследованию подвергнуты условия движения самопередвижного вибропитателя. На рисунке 3 изображены величины пути передвижения вибропитателя за удар в зависимости от угловой скорости вращения дебалансов вибратора.

Очевидно, максимальный путь передвижения вибропитателя будет достигаться в области резонансного режима работы механиз-

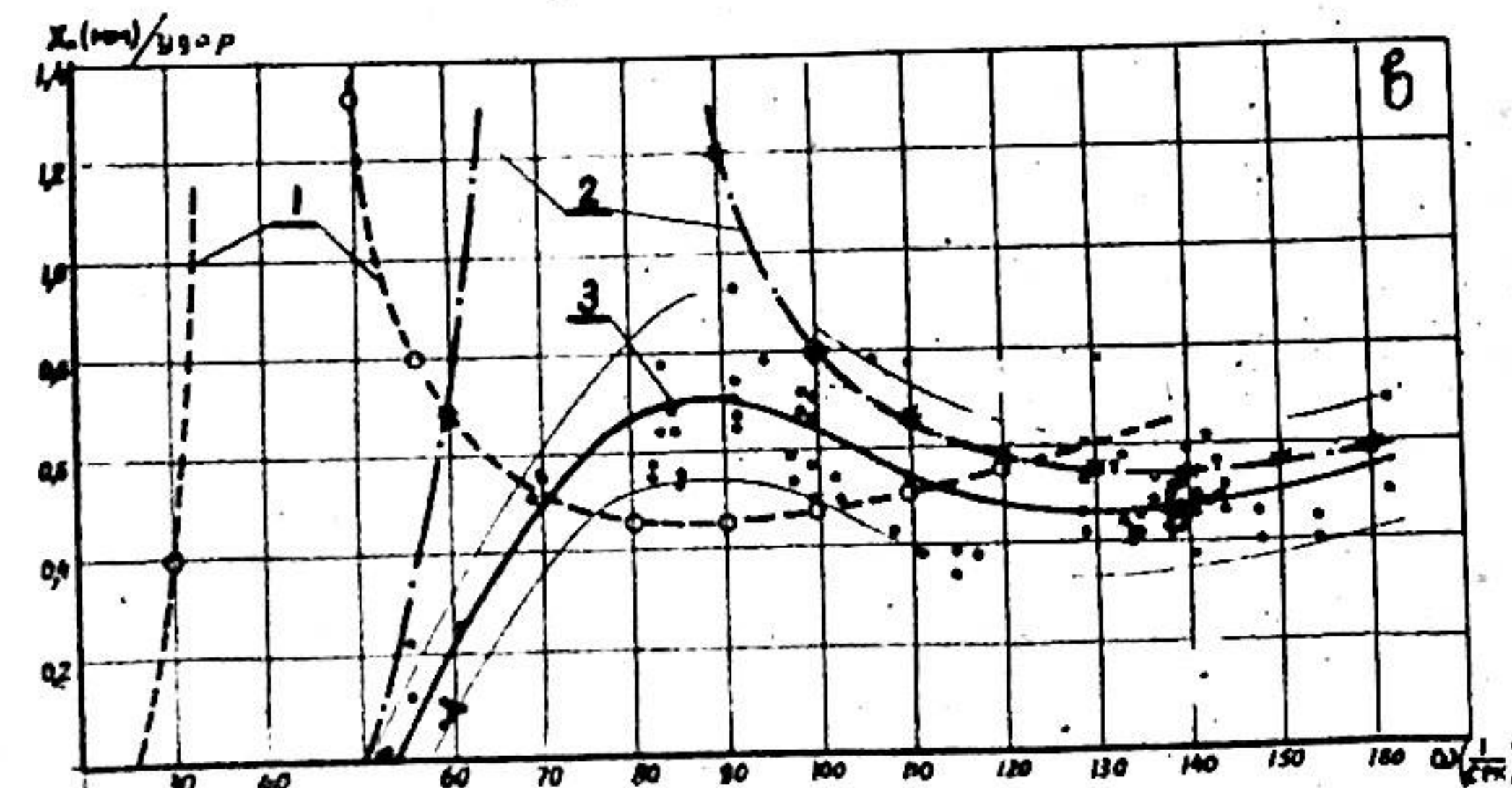
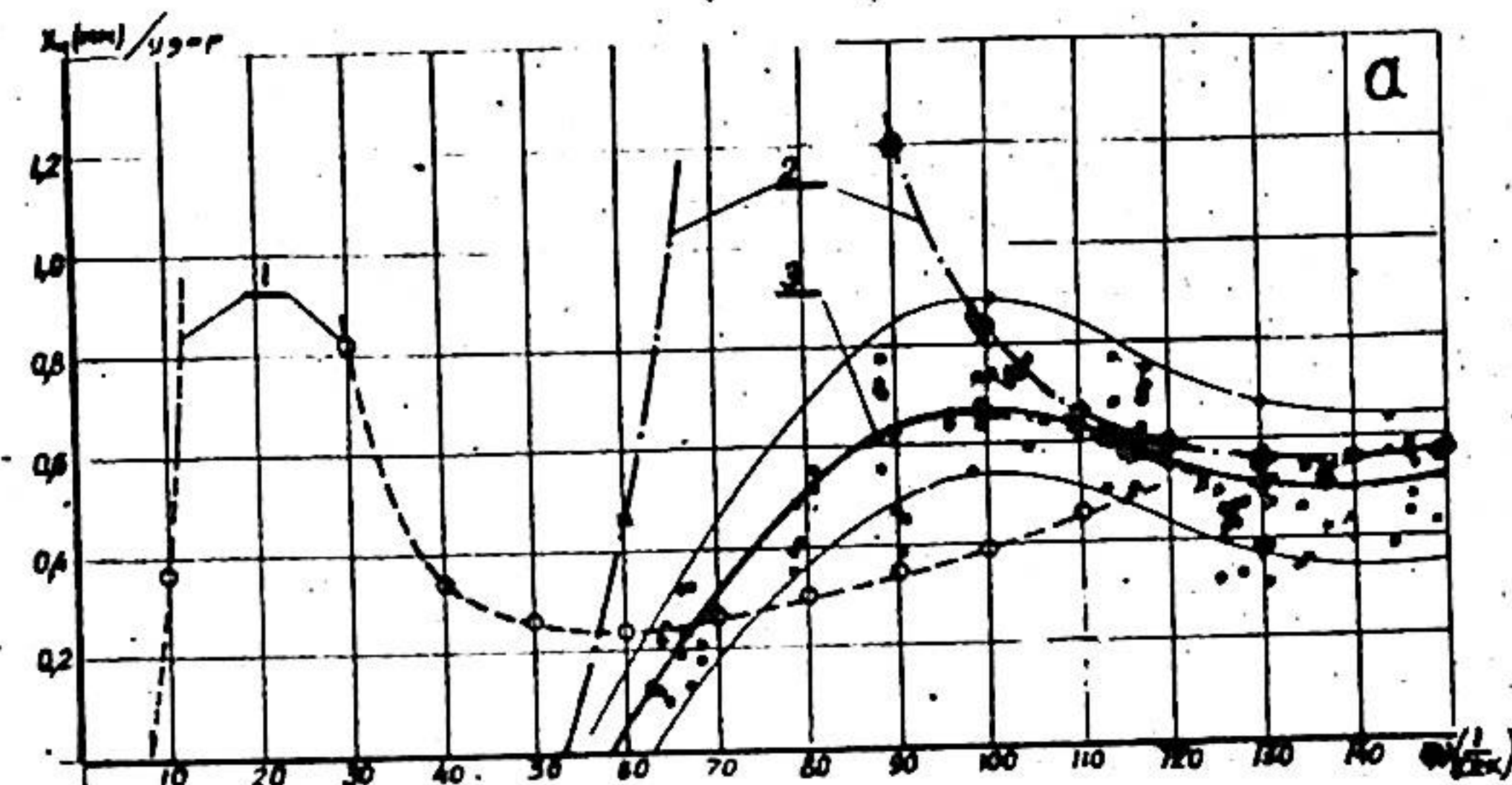


Рис. 3. Зависимости величины пути передвижения самопередвижного вибропитателя от угловой скорости дебалансов:  
а. при жесткости упругого элемента — 4830 н/м,  
б. при жесткости упругого элемента — 26180 н/м,  
1 — теоретическая, 2 — расчетная зависимость с учетом КИД механизма, 3 — фактический путь передвижения вибропитателя за удар

ма при  $\omega^2 = k$  /смотри формулу 9/.

При подстановке в формулу /9/ параметров исследуемого вибропитателя получается, что область резонансного режима, для серии опытов № 165-214 с жесткостью упругого элемента  $c = 4830$  н/м, должна наблюдаться при  $\omega = 15,27 \frac{1}{\text{сек}}$  (кривая I рис. 3 "а").

На практике максимальное передвижение вибропитателя наблюдается при  $\omega = 85 \div 110 \frac{1}{\text{сек}}$ . На аналогичную величину  $\Delta\omega$  сдвинуты по оси абсцисс точка начала движения вибропитателя и точка минимума.

Таким образом, несмотря на расхождения теории с практикой, между ними наблюдается определенная закономерность. Учитывая, что определяющим параметром, влияющим на резонансность режима работы механизма, является жесткость упругого элемента  $c$ , проведено исследование вибропитателя при  $c = 26180$  н/м, охватывающее 57 опытов. Увеличение жесткости упругого элемента в 5,5 раз не оказало существенного влияния на результат исследования самопередвижного вибропитателя. Экспериментальная зависимость функции  $x_n = f(\omega)$  (кривая 3 рис. 3 "в") находится в тех же границах по оси абсцисс, что и кривая предыдущей серии опытов. К аналогичным результатам привели дополнительные три серии проведенные при  $c = 14000$  н/м,  $c = 16100$  н/м,  $c = 19000$  н/м.

Сходимость во всех сериях опытов основных параметров /начала движения вибропитателя, точек минимума и максимума/, характера функции изменения величины пути передвижения при каждом ударе вибратора в зависимости от угловой скорости вращения дебалансов и закономерность расхождения теории с практикой доказывают, что при решении задачи допущены неточности, в частности для упрощения решения задачи принята идеальная жесткость соударяемых тел. Упругость соударяемых тел влияет на изменение амплитуды колебания вибратора, что в конечном итоге сказывается на величине пути передвижения вибропитателя за удар. С целью приближения теории с практикой в член  $|\omega^2 - k|$  формулы /9/ введен коэффициент  $\xi$ , учитывающий жесткость системы и формула /9/, определяющая величину пути передвижения вибропитателя за удар, окончательно запишет-

ся:

$$x_n = \frac{t_y}{M_n} \left( \frac{h+Q}{\omega^2 - \xi k} M_n \omega - \frac{W t_y}{2} \right) \cdot \eta \cdot \mu \quad / 24 /$$

где  $\mu$  — коэффициент, учитывающий отдачу механизма;

$\eta$  — коэффициент, учитывающий КПД механизма.

Установлено, что энергия вибратора не полностью гасится в упругом элементе. Часть ее передается корпусу вибропитателя и в результате наблюдается частичное возвращение вибропитателя в исходное положение. Для определения коэффициента отдачи  $\mu$  произведены замеры величины пути передвижения вибропитателя отдельно при каждом ударе и фактического пути передвижения по группе ударов. При работе механизма передвижения самоходного вибропитателя в дорезонансном режиме отдача отсутствует. При работе механизма в режиме  $\omega > 80 \frac{1}{\text{сек}}$  коэффициент отдачи  $\mu = 0,694 + 0,749$ .

Величина пути передвижения за удар исследуемого вибропитателя, определенная по формуле /24/, при переменной угловой скорости вращения дебалансов, изображена кривыми 2 рис. 3 "а" и 3 "б". Сравнивая кривые 2, с экспериментальными кривыми 3 приходим к выводу, что они отражают действительное положение в дорезонансном и зарезонансном режимах. Исключение составляет резонансный режим. Это объясняется тем, что в практике не может быть получена беспрельдно большая величина передвижения вибропитателя за один удар.

Теоретические исследования формулы /9/ как функции  $x_n = f(M_n)$  показали, что путь передвижения за удар зависит от величины массы ударника /вибратора/. Для проверки данного положения проведено ряд опытов, которые выявили сходимость теории с практикой.

Учитывая, что движение самопередвижного вибропитателя должно сопровождаться транспортированием материала, необходимо, чтобы величина амплитуды вынужденных колебаний вибратора, в промежутке между соударениями, была достаточной для транспортирования материала. Ранее отмечалось, что область существования функции  $x_n = f(\omega)$  находится в трех интервалах /рис. 2 б/. Колебания

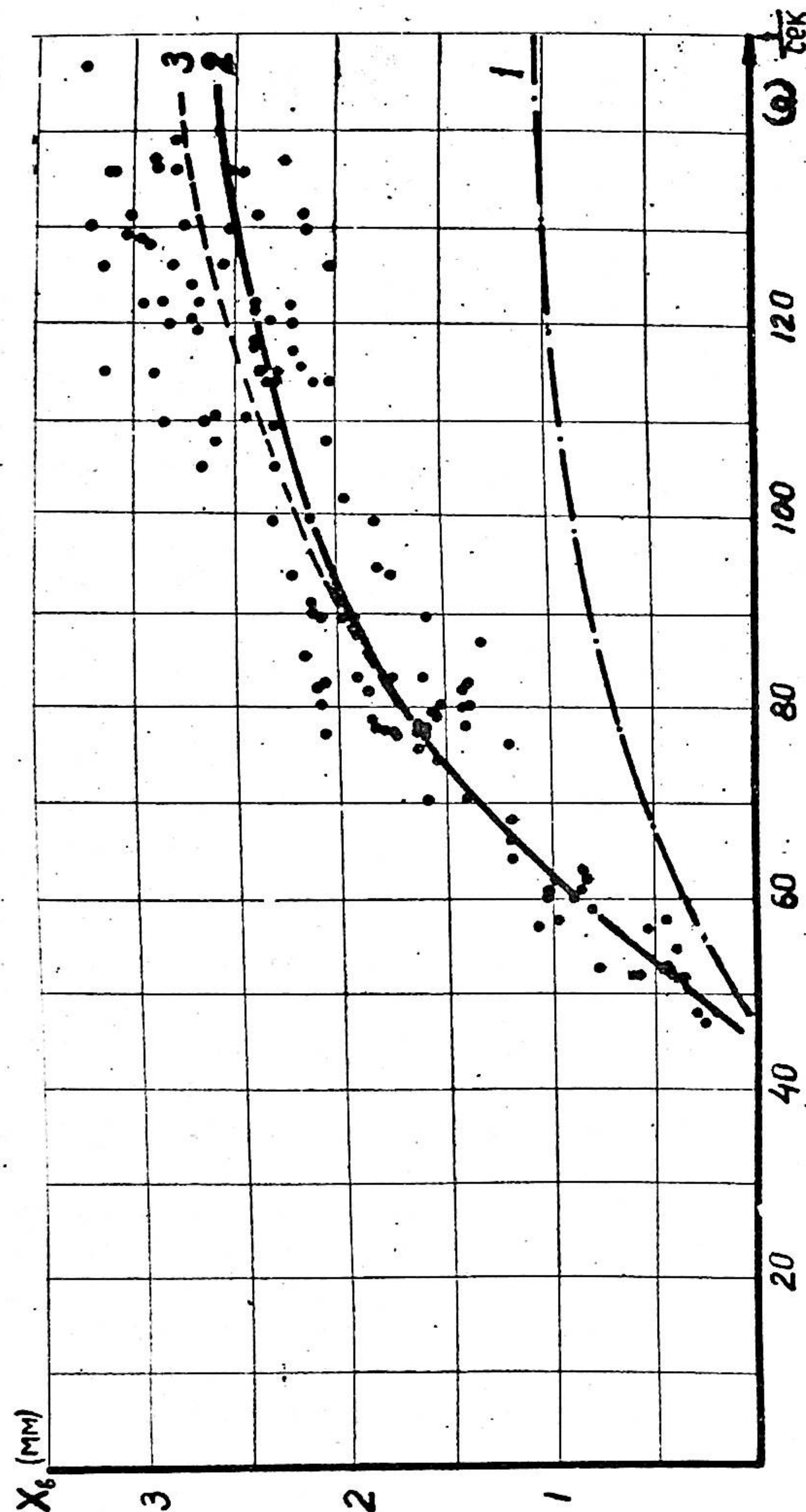


Рис. 4. Зависимости амплитуды вынужденных колебаний вибратора от угловой скорости дебалансов в промежутке между соударениями:  
1. — теоретическая зависимость; 2 — расчетная величина амплитуды; 3 — экспериментальная амплитуда колебания вибратора

вибратора ограничены силой  $\theta = Q M_s^{-1}$ , которая препятствует колебаниям вибратора, поэтому в уравнении /5/ член  $Q$  отрицательный. Предварительное прижатие вибратора к корпусу вибропитателя и отсутствие идеальной жесткости соударяемых тел создает случай, когда  $x_s$  изменяется закономерно кривой 3 рис. 2.

Уравнение /5/ запишется:

$$x_s = \frac{h - Q}{k + \omega^2} \quad / 25 /$$

Кривая 3 рисунка 4 отражает фактическую закономерность изменения амплитуды колебания вибратора, ударяющегося об ограничитель, при переменной угловой скорости вращения дебалансов вибратора. По формуле /25/ и параметрам самоходного исследуемого вибропитателя, получена кривая 1, отличающаяся от экспериментальной определенной закономерностью. С вводом в формулу /25/ коэффициента, корректирующего расхождения между теорией и практикой, получаем формулу /26/

$$x_s = 2,5 \frac{h - Q}{k + \omega^2} \quad , \quad / 26 /$$

на основании которой построена кривая 2, рис. 4.

Расхождения между практикой и теорией с учетом коррекции составляют 4-5%. Формула /26/ применима в случае соударения вибратора с корпусом питателя, изготовленных из стали.

## Г Л А В А IV

### МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ САМОПЕРЕДВИЖНОГО ВИБРОПИТАТЕЛЯ

Окончательный выбор параметров самопередвижного вибропитателя, по ниже приводимым рекомендациям, следует осуществить после проверки проектируемого самопередвижного вибропитателя на подобие:

$$\frac{c_s t_y}{M_s \omega} \cong 0,1 \pm 0,05 \quad ; \quad \frac{N_s}{P_s} = 0,1 \pm 0,02 \quad ; \quad \frac{W}{P_s} \leq 3 \quad .$$

Отношение масс вибропитателя к массе вибратора /ударника/ должно находиться в пределах  $2 \div 5$ .

Механизм передвижения работает наиболее эффективно при  $\omega = 70 \div 110$ .

Жесткость упругого элемента следует выбирать в пределах  $c \approx 1,6 \cdot 10^3 M_e \frac{H}{M}$ .

Возмущающая сила вибратора должна удовлетворять условию  $P_0 \geq 0,3 W$ . Сила предварительного прижатия вибратора /ударника/ к корпусу вибропитателя не должна превышать  $0,1 P_0$ . Она может быть равной нулю, но в этом случае наблюдается увеличение динамических нагрузок на всех элементах механизма. Время соударения зависит от величины предварительного поджатия вибратора к корпусу вибропитателя. Экспериментально установлено, что при силе предварительного поджатия, равной  $(0,07 \div 0,1) P_0$ , время соударения находится в пределах  $0,0070 \div 0,014$  сек.

В расчетах определения сопротивления необходимо принимать статический коэффициент трения.

Скорость движения вибропитателя рассчитывается в следующем порядке:

а/ определяется точка экстремума по формуле /27/, полученная по первой производной формулы /24/;

$$\omega_{min} = \sqrt{\frac{B + \sqrt{B^2 + 4A_1C}}{2A_1}}, \quad / 27 /$$

где  $A_1 = \frac{t_y}{M_n} K$ ,  $B = \frac{t_y}{M_n} (3K \frac{c_0}{M_e} g + \theta)$ ,  $C = \frac{\theta c_0 g t_y}{M_n M_e}$ ,  
 $K = m_0 \tau$ ;

б/ по формуле /24/ определяется путь передвижения вибропитателя  $x_{min}$  при  $\omega = \omega_{min}$ ;

в/ на графике, безразмерной функции, рисунка 5 отрезок  $AC_2$  принимается равным  $x_{min}$ , а точка  $A = \omega_{min}$ , тогда по формуле

$$\omega_i = \frac{13,3 \cdot \omega}{\omega_{min}} \quad / 28 /$$

находим на оси абсцисс точку, из которой восстанавливаем пер-

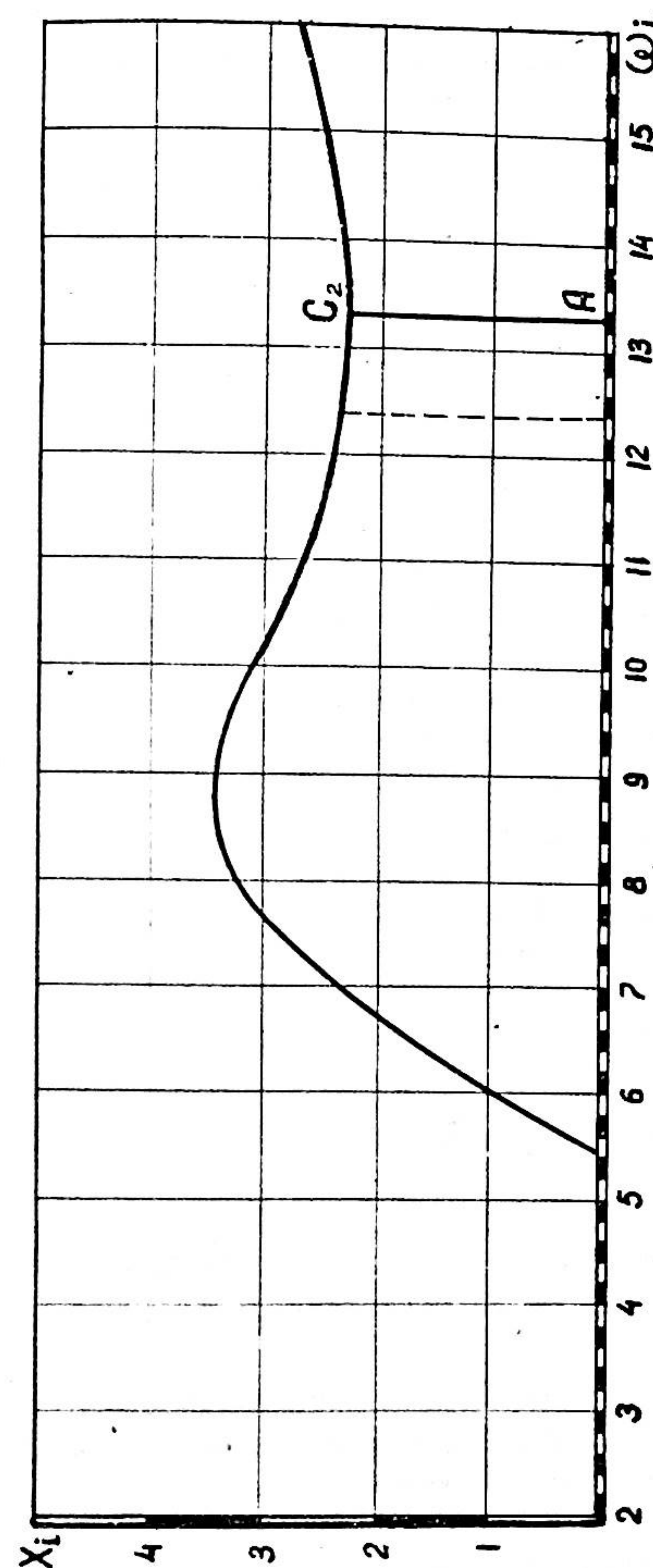


рис. 5. График для определения скорости движения самоходного вибропитателя. Безразмерная зависимость пути передвижения вибропитателя за удар от угловой скорости вращения дебалансов

пендикуляр до пересечения с кривой функции;

г/ фактический путь  $X_{n\omega}$  передвижения вибропитателя за удар, при заданной угловой скорости вращения дебалансов, определяется из пропорции:

$$X_{n\omega} = \frac{X_{min} \cdot X_i}{A C_2} \quad \frac{м}{удар} ; \quad / 29 /$$

д/ откуда скорость передвижения вибропитателя

$$v = \frac{X_{n\omega} \omega}{2\pi} \quad \frac{м}{сек} - \quad / 30 /$$

И при выборе коэффициента режима работы  $\psi$  следует руководствоваться рекомендациями В.К.ДЫЧКОВА, Н.И.БЛЕХАНА, Н.Ф.ГОНЧАРЕВИЧА.

Амплитуда колебания транспортной площадки самоходного вибропитателя находится в прямой зависимости от амплитуды колебания вибратора, соотношение длин звеньев шатунного механизма и подвесок. Амплитуда колебания вибратора определяется по формуле:

$$X_1 = \frac{P_0}{C_0 - \omega^2 M_0}$$

при работе самоходного вибропитателя в режиме транспортирования материала и по формуле:

$$X_1 = 2,5 \frac{P_0 - \theta}{C_0 + \omega^2 M_0}$$

при работе самоходного вибропитателя в режиме движения.

Определение мощности привода, размеров сечения грузонесущего органа у самопередвижного вибропитателя не отличается от общеизвестных методик.

В промышленных условиях автором установлено, что производительность зависит от степени заглубления вибропитателя и что площадь выпускного отверстия используется частично.

Техническую производительность вибропитателя работающего под

завалом руды рекомендуется определять по формуле /31/:

$$Q_T = k_u \psi \chi S v_{tr} \quad м^3/сек , \quad / 31 /$$

где  $k_u = 0,35 \div 0,5$  - коэффициент использования площади выпускного отверстия;

$$\psi = \frac{l}{l_1} \leq 1$$

- коэффициент, учитывающий степень заглубления вибропитателя;

$l$

- заглубление вибропитателя под откос руды, м;

$l_1$

- длина естественного откоса руды над вибропитателем до плоскости обрушения;

$$\chi = \frac{B'}{B_1}$$

- коэффициент ширины;

- ширина транспортной площадки вибропитателя, м;

$B_1$

- ширина выпускного отверстия, м;

$S$

- площадь выпускного отверстия,  $м^2$ ;

$v_{tr}$

- скорость транспортирования руды, м/сек;

Эксплуатационная производительность вибропитателя зависит от цикличности работы виброкомплекса, качества дробления руды и рекомендуется определять по формуле /32/

$$Q_{\Sigma} = \frac{Q_{\Sigma 0}}{T + t_m} \quad , \quad м^3 / смена \quad / 32 /$$

где  $Q_{\Sigma 0}$  - запасы блока,  $м^3$ ;

$t_m$

- время, необходимое на монтаж и демонтаж виброкомплекса, смен;

$$T = \frac{60^2 Q_{\Sigma 0} k_n}{k_c Q_T n_r} + n_{пер} m_1$$

- продолжительность выпуска блока, смен;

$k_n$

- коэффициент, учитывающий потери и разубоживание руды;

$n_{пер}$

- количество перестановок вибропитателя в процессе отработки блока;

$m_1$

- продолжительность перестановки, смен;

$n_r$

- продолжительность смены, часы;

$$k_c \approx 0,25$$

- коэффициент использования смены.

Приведен пример расчета самопередвижного вибропитателя ВПС-I и проверены его основные конструктивные параметры на подобие.

При разработке вибропитателя ВПС-I использованы рекомендации автора и изобретения № 188443, 290123.

#### Техническая характеристика самопередвижного вибропитателя ВПС-I

|                                                            |     |                  |
|------------------------------------------------------------|-----|------------------|
| Масса вибропитателя, кг                                    |     | 9000             |
| Масса вибратора, кг                                        |     | 1900             |
| Скорость вращения неуравновешенных грузов, $\frac{I}{сек}$ |     | 150,1            |
| Статический момент неуравновешенных грузов, К              | кгм | 10               |
| Суммарная жесткость пружины, н/м                           |     | $304 \cdot 10^4$ |
| Предварительная деформация пружин, м                       |     | 0,005            |
| Статическое сопротивление движения, н                      |     | до 500000        |
| Время соударений, сек                                      |     | 0,0075           |
| Возмущающая сила неуравновешенных грузов, н                |     | $228 \cdot 10^3$ |
| Скорость движения при $W = 400000$ н, м/час                |     | 34               |

#### Г Л А В А У

##### ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

В У-ой главе описаны условия работы базовой и предлагаемой схем, подсчитаны производительность обоих вариантов и приведен экономический расчет.

На Зыряновском свинцовом комбинате в течение длительного времени эксплуатируется комплекс вибромеханизмов КВВ-2 конструкции ВНИИцветмета, который принят за базу сравнения. Ниже приводится состав виброкомплексов по сравниваемым вариантам.

| № п/п | Наименование механизма | К-во | Вариант I | Вариант 2         |
|-------|------------------------|------|-----------|-------------------|
| 1     | 2                      | 3    | 4         | 5                 |
| I     | Вибропитатель          | 2    | ВП-2      | ВПС-I /самоходный |

| 1 | 2                    | 3 | 4      | 5      |
|---|----------------------|---|--------|--------|
| 2 | Конвейер /15 секций/ | 2 | ВР-80  | ВР-80  |
| 3 | Виброгрохот          | I | ВГ-400 | ВГ-400 |
| 4 | Тягальное устройство | I | ТУВ-30 | -      |

На основании расчетов и обоснований доказано, что замена вибропитателя ВП-2 в комплексе КВВ-2 самопередвижным вибропитателем ВПС-I повысит производительность рабочего на выпуске руды на 20% и годовую производительность комплекса с  $85000 \text{ м}^3/\text{год}$  до  $105000 \text{ м}^3/\text{год}$ . Удельные капитальные затраты снижаются на  $0,168 \text{ руб}/\text{м}^3$ , а по заработной плате на  $0,027 \text{ руб}/\text{м}^3$  с годовым экономическим эффектом на каждом комплексе КВВ-2 в 13000 руб.

#### З А К Л Ю Ч Е Н И Е

1. Применение вибрационных транспортных механизмов при добыче полезного ископаемого перспективно. Область применения вибротехники в горном деле расширится при создании промышленностью самопередвижных вибропитателей, которые способствуют повышению производительности виброкомплекса, снижению себестоимости и повышению безопасности ведения горных работ при выпуске руды из блоков.

2. На основе теоретических и экспериментальных работ, автором разработаны и созданы опытные образцы самопередвижных вибропитателей. Разработана методика расчета самопередвижных вибропитателей. Разработан графоаналитический способ определения скорости движения, основанный на экспериментальных теоретических выводах.

3. Решение задачи-"Вынужденные колебания вибратора с одной степенью свободы, ударяющийся об стальную ограничитель" - привело к выводу формулы определяющей скорость движения вибропитателя, которая проверена на сходимость на опытном образце самопередвижного вибропитателя.

4. На основании комплекса исследований нескольких конструкций вибропитателей в промышленных и лабораторных условиях разработана методика расчета самопередвижных вибропитателей.

5. При проектировании самопередвижного вибропитателя с механизмом передвижения ударного типа рекомендуется:

1. БРИМ Г.В., СИВЦЕВ Н.С., МИХАЙЛЕНКО Л.Е., ВОРОНЕНКО В.К. Торцовый выпуск руды с применением вибропитателя. "Горный журнал", № 2, 1967.
2. БРИМ Г.В. Разработка конструкций малогабаритных передвижных рудничных вибропитателей. "Цветная металлургия", № 13, 1968.
3. БРИМ Г.В., БАБИЧ И.А., СИВЦЕВ Н.С. Гл. III первого раздела Исследование основных факторов, влияющих на производительность доставки руды §§ 2, 4, 5, 6. "Совершенствование горных работ на рудниках Лениногорского полиметаллического комбината". Алма-Ата, 1968.
4. БРИМ Г.В. Разработка конструкций подвижных вибропитателей на Лениногорском полиметаллическом комбинате. Сборник "Прогрессивные безопасные методы выпуска руды из блоков". г.Губкин, 1970.

По теме диссертации сделаны следующие изобретения:

1. БРИМ Г.В., БАБИЧ И.А. Вибрационный погрузочный орган. Авторское свидетельство № 188443. Бюлл. изобр. № 22, 1966.
2. БРИМ Г.В., БРИМ Б.В. Самоходный вибропитатель. Авторское свидетельство № 290123. Бюлл. изобр. № 2, 1971.

а/ угловую скорость неуравновешенных грузов принимать в пределах  $70 \pm 110 \frac{1}{\text{сек}}$  ;

б/ масса ударной части /вибратора/ должна быть в пределах

$\frac{1}{6} \pm \frac{1}{4}$  от массы вибропитателя;

в/ число ударов должно соответствовать числу оборотов неуравновешенных грузов вибратора;

г/ сила предварительного прижатия вибратора к корпусу вибропитателя не должна превышать 0,1 величины возмущающей силы вибратора;

д/ жесткость упругого элемента, которым создается сила предварительного поджатия вибратора, может находиться в широких пределах и определяется из соотношения  $c = 1,6 \cdot 10^3 M \cdot \frac{H}{M}$  ;

е/ возмущающая сила вибратора должна составлять не менее 30% от сил сопротивления движению вибропитателя.

На основании исследований автора и разработанной методики расчета институтом ВНИИцветмет совместно с автором разработана конструкция самоходного вибропитателя с реверсированием направления движения, которая защищена авторским свидетельством № 290123. Применение вибропитателя ВПС-1 в виброкомплексе КВВ-2 повышает производительность труда на 20% и дает более 130 тыс. рублей экономии на 1 млн. м<sup>3</sup>. добытой руды.

Основные положения диссертационной работы докладывались и получили одобрение на техническом совете НТО Лениногорского полиметаллического комбината; на совещании при Восточно-Казахстанском правлении НТО цветной металлургии и Восточно-Казахстанского Дома техники НТО; на семинаре ВДНХ СССР "Прогрессивные безопасные методы выпуска руды из блоков"; на объединенном семинаре лабораторий НИИ КМ института "Типроникель".

Л 44037  
Зак. 5020

Подписано в печать 30.6.71.  
Тир. 150 Бесплатно

Множительная секция института ЦНИИподземмаш  
Москва, д-193, ул. П. Романова, 7