

ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА"

На правах рукопису

ПАНСЄВИЧ Борис Володимирович

УДК 621.926.54:531.355

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТРУЕНИХ МЛІНІВ
ЗМІНОЮ ЗАГРУЗКИ

Спеціальність 01.02.06 – динаміка, міцність
машин, приладів і апаратури

А в т о р е ф е р а т
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Львів. - 1993



Дисертація є рукописом.

Робота виконана в Державному університеті "Львівська політехніка".

Науковий керівник - доктор технічних наук, професор
КАЛІНІН Сергій Григорович

Офіційні опоненти - доктор технічних наук, професор
ПОЛЮДОВ Олександр Миколайович
- кандидат технічних наук, доцент
КУЗЬО Ігор Володимирович

Провідна організація - ВО "Укрремонт" (м. Здолбунів,
Рівненська обл.)

Захист відбудеться " 22 " грудня 1993 р. в 15 годин
на засіданні спеціалізованої вченої ради К 068.036.05
при Державному університеті "Львівська політехніка"
(290013, м. Львів, вул. С.Бандери, 12).

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Державного
університету "Львівська політехніка"
(290013, м. Львів, вул. Професорська, 1).

Автореферат розісланий " 18 " XI 1993 р.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради

Є. В. Харченко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Важливим шляхом збільшення випуску будівельних матеріалів і продуктів хімічної промисловості є забезпечення стійкої і високоєфективної роботи по енергозаощаджуваних і екологічно чистих технологіях подрібнювально-помельного обладнання. Базовим обладнанням для таких виробництв є трубні млини (ТМ), в яких, в основному, застосовується ударний метод помелу. Широке використання ТМ обумовлено: відносно простою конструкцією, надійністю в експлуатації, можливістю одержання високої і постійної тонини помелу матеріалів з різними фізико-механічними властивостями.

Основним негативним фактором, що характеризує ТМ становить низький к.к.д., який не перевищує 5-7% від затрачуваної енергії на помел. Крім того, намагання добитись високої продуктивності ТМ приводило до збільшення габаритних розмірів і кутової швидкості. При цьому ускладнюються монтажні і ремонтні роботи, погіршуються умови експлуатації корпусу, бронефутерівки і опор млина, що негативно впливає на коефіцієнт використання обладнання.

Одним з перспективних напрямків підвищення ефективності роботи ТМ є заміна ударного методу помелу на помел шляхом розтирання і роздавлювання, що можливо при заповненні ТМ мелючими тілами (загрузкою) більше половини його об'єму (коефіцієнт завантаження $\varphi > 0,5$). При цих значеннях коефіцієнта завантаження в найбільшій мірі проявляються ефекти розтирання і роздавлювання, що приводить до значного підвищення техніко-економічних показників роботи ТМ, збільшення часу експлуатації бронефутерівки, мелючих тіл, зниження шуму. Однак визначити експериментально ефективні режими експлуатації ТМ для забезпечення розтирання і роздавлювання матеріалу досить складно внаслідок багатопараметричності задачі оптимізації. Тому комплексне дослідження роботи ТМ при підвищеному коефіцієнті завантаження є перспективним і актуальним.

Мета роботи полягає у подальшому вивченні специфіки руху мелючих тіл при різних коефіцієнтах завантаження помельної камери; використанні рівняння руху маси сипучого середовища для визначення сили тертя в середовищі і критичної швидкості обертання барабана млина; створенні методів розрахунку динамічних параметрів при обертанні ТМ з врахуванням електромагнітних явищ електродвигуна і зміни введеної маси при підвищених коефіцієнтах завантаження.

Основні завдання досліджень. Теоретично і експериментально дослідити рух мелючих тіл як при існуючих, так і при підвищених коефі-

цієнтах завантаження. Визначити зусилля, які діють в середовищі, що складається з мелючих тіл (загрузки) і матеріалу, який розмелюють, а також між середовищем і внутрішніми стінками барабана млина. З врахуванням електромагнітних явищ в приводному електродвигуні створити математичну модель динаміки руху елементів ТМ і його приводу як в період розгону, так і сталому русі. З'ясувати залежність зусиль, які виникають в елементах ТМ при підвищених коефіцієнтах завантаження на ефективність помелу. Визначити можливості використання підвищених коефіцієнтів завантаження для найбільш поширених в експлуатації моделей млина.

Загальна методика досліджень. При виконанні даної роботи використовувались такі методи дослідження: аналіз і узагальнення науково-технічної літератури; використання методів аналітичної механіки, математичного моделювання, числового рішення систем лінійних диференціальних рівнянь, аналітичного розв'язку рівнянь в часткових похідних, числового експерименту з використанням ЕОМ. Запропонована методика проведення натурального експерименту для діючого обладнання.

Наукова новизна. Визначена особливість руху мелючих тіл при підвищених коефіцієнтах завантаження помельної камери; уточнена існуюча формула для визначення критичної швидкості обертання ТМ і запропоновані границі її використання; з'ясований вплив проковзування і підпору загрузки на критичну швидкість обертання ТМ; побудовані математичні моделі руху елементів ТМ з врахуванням електромагнітних явищ в приводному двигуні; розв'язані рівняння руху елементів ТМ, розглянуті динамічні явища, які виникають при цьому, і визначена можливість використання ТМ з підвищеним коефіцієнтом завантаження.

Практична цінність. Наведені в роботі теоретичні і експериментальні результати можуть бути використані при проектуванні обладнання для ТМ. Запропоновані математичні моделі і методи розрахунку дають можливість підвищити точність визначення силових факторів в період перехідних і сталих процесів в ТМ. Розроблені алгоритми і програми сприяють автоматизації обчислювальних робіт за допомогою ЕОМ. При роботі ТМ з підвищеним коефіцієнтом завантаження покращується тона помелу і підвищується продуктивність ТМ.

Показано, що для поширених в експлуатації сучасних моделей ТМ, впровадження методу помелу з підвищеним коефіцієнтом завантаження не вимагає їх реконструкції.

Реалізація результатів роботи. Підвищення коефіцієнту завантаження ТМ мелючими тілами знайшло застосування на Миколаївському цементно-гірничому комбінаті. Одержана економічна ефективність становить 117 тисяч карбованців на один ТМ в цінах 1992 р.

Апробація роботи. Основні положення дисертаційної роботи доповідались, обговорювались і були схвалені на XXXII-X LIX науково-технічних конференціях (1981-1992 р.р.) професорсько-викладацького складу; кафедрі "Деталі машин" (1993 р.); кваліфікаційному семінарі механіко-машинобудівного факультету Львівського політехнічного інституту (1993 р.).

Публікації. Основні положення і результати дисертаційної роботи викладено в 7 наукових статтях.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, висновків, трьох додатків. Викладена на 133 сторінках друкованого тексту, містить 50 рисунків, 10 таблиць, 85 найменувань літератури і додатків на 33 сторінках.

На захист виносяться:

- результати експериментального вивчення законів руху загрузки при підвищених коефіцієнтах завантаження, що отримані на стенді;
- математичні моделі та результати, які отримані за їх допомогою для точного визначення критичної швидкості T_M з врахуванням явищ проковзування та підпору в середовищі;
- результати аналізу динамічних зусиль, що виникають під час роботи елементів T_M в різних режимах з врахуванням електромагнітних явищ в приводному двигуні і підвищеного коефіцієнта завантаження;
- результати натурного експерименту та рекомендації по впровадженню в народне господарство помелу методом роздавлення і розтирання.

ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність роботи, сформульовані мета і завдання досліджень, приведені основні результати і положення, які подаються автором до захисту.

В першому розділі проведений огляд конструктивних особливостей T_M , їх класифікація, проаналізовані показники, які мають вирішальний вплив на роботоздатність і економічну ефективність T_M .

В дослідженні питань теорії помелу матеріалу важливу роль відіграли праці С.Е.Андрєва, Л.П.Баушева, С.І.Данєва, Е.А.Ісаєва, В.Б.Карамзіна, В.С.Нікіфоровського, В.З.Піроцького, які особливу увагу звертали на вивчення кінематики і динаміки помелу і напружено-деформованого стану середовища. В роботах С.Є.Андрєва, Ф.Г.Баніта, В.І.Дешка, О.А.Несвижського, В.М.Осецького, В.А.Перова, П.М. Сиденка, В.В.Товарова при вивченні довговічності помельного обладнання особлива увага зверталась на кінетику помелу, напружено-деформований стан елементів T_M і загрузки. Поява нахиленої мікхамерної пе-

регородки викликала необхідність розглянути рух мелючих тіл не тільки в площині, перпендикулярній осі обертання, а і вздовж млина. Значним етапом у вивченні динаміки загрузки і млина в цілому є роботи В.С.Богданова, Д.К.Крюкова, А.Н.Марюти, Ю.А.Муїземнека, В.І.Новицького, А.А.Савіна, в яких розглядалися кінематика і динаміка центрального малорухомого ядра і його вплив на процес помелу. Проведені дослідження показують, що основними недоліками в роботі ТМ є гальмівна дія перемеленого матеріалу, інтенсивне спрацьовування мелючих тіл і броньфутерівки, сегрегація мелючих тіл по крупності, низька ефективність роботи процесу помелу.

Великий вклад в теорії подрібнення та розмелювання внесли вчені: Риттингер, Кирпичев Б.Л., Кик, Левенсон Л.Б., Ребіндер П.А., Андреев С.Е., Марюта А.Н. На основі аналізу, теорій, які запропоновані авторами, можна зробити висновок про те, що на першій стадії помелу матеріалу, коли мають місце великі кускові фракції, доцільно використовувати ударний режим роботи загрузки, на другій стадії помелу матеріалу, коли необхідно довести його склад до певної тонини, краще використовувати режим роздавлення і розтирання.

Дослідження, які проведені Б.Н.Богомоловим, Н.Г.Бердань, В.А.Джур, М.А.Вишневським, А.Н.Шестаковим по роботоздатності ТМ, виконані для коефіцієнта загрузки більше половини об'єму барабана млина, встановили лише перспективність роботи ТМ з підвищеним коефіцієнтом. Але вони не дозволяють з'ясувати кінематику і динаміку процесу помелу і встановити оптимальні режими роботи ТМ з підвищеним коефіцієнтом завантаження.

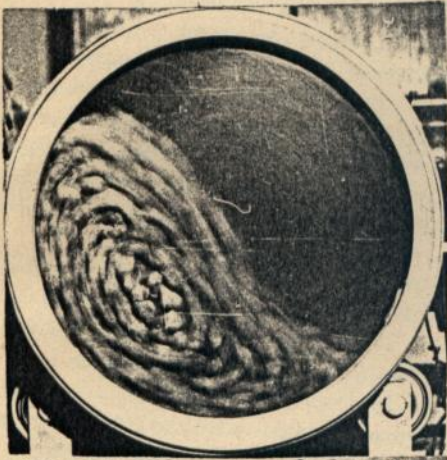
Роботи по підвищенні ефективності ТМ відбуваються в таких напрямках: збільшення одиничної потужності і розмірів ТМ; використання броньфутерівок спеціальних конфігурацій; використання нахилених перегородок в середині барабана млина; попередня підготовка початкового матеріалу для помелу; виявлення нових ефективних технологічних режимів.

Незважаючи на великий об'єм проведених авторами досліджень, їх цінність для практики, недоліками розглянутих робіт є те, що вони виконані при одному обмеженні - коефіцієнт завантаження не перевищує 0,5.

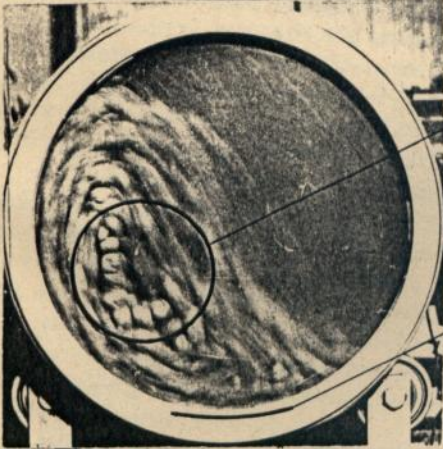
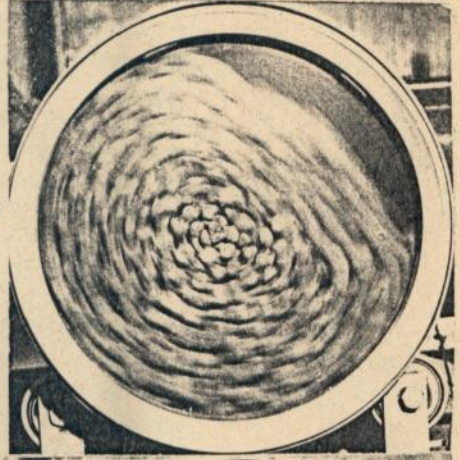
На основі аналізу існуючої літератури можна зробити заключення, що впровадженню у виробництво методу роздавлення і розтирання не приділяли достатньої уваги і тому в даній роботі для підвищення продуктивності, покращення тонини помелу, зменшення витрат електроенергії ТМ необхідно дослідити умови, при яких є можливість впровадити в практику підвищеного коефіцієнта завантаження.

$\varphi = 0,32$

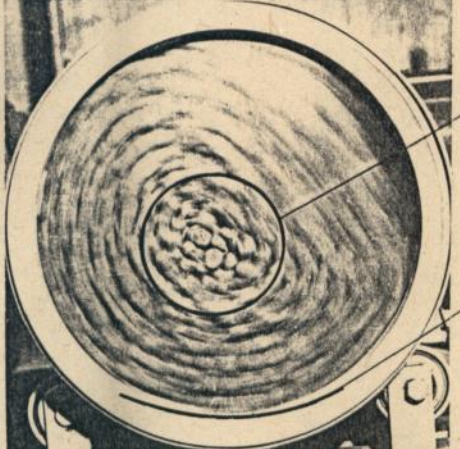
$\varphi = 0,75$



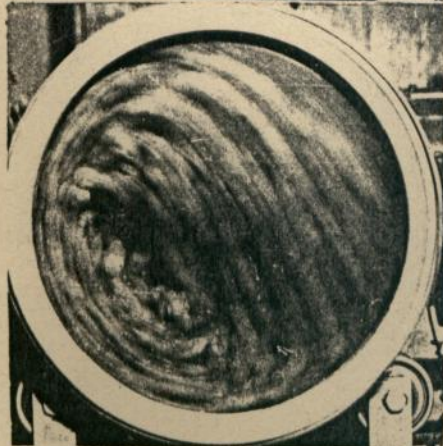
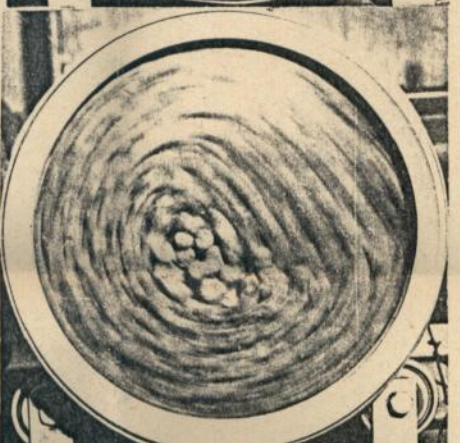
$n = 50 \text{ об/сб}$



$n = 60 \text{ об/сб}$



$n = 70 \text{ об/сб}$



$n = 75 \text{ об/сб}$

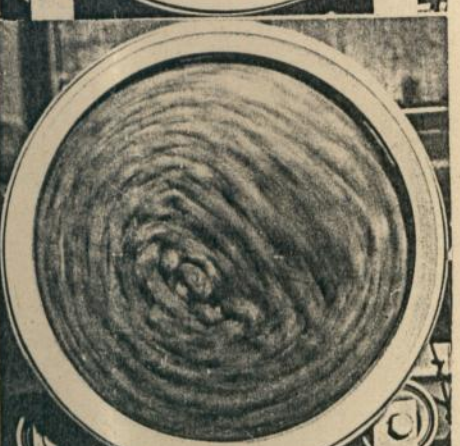


Рис. I

ЛІБ ім. В. Стефаника
АН України

В другому розділі подані експериментальні дослідження для встановлення закономірностей руху мелючих тіл при підвищених коефіцієнтах завантаження помельної камери.

Для вирішення поставлених задач був розроблений і виготовлений стенд для порівняльного аналізу закономірностей руху мелючих тіл при підвищеному і існуючому коефіцієнтах завантаження і різних швидкостях обертання ТМ. Приведена конструкція експериментального стенду і обґрунтовано вибір вимірювальної апаратури. Розроблено методику проведення експериментальних досліджень. В процесі досліджень від коефіцієнту завантаження помельної камери, числа її обертів і часу проходження процесу помелу, визначались залежності маси розмеленого матеріалу до обумовленої тонини помелу.

Реєстрація руху загрузки в помельній камері здійснювалась фотографуванням через прозору стінку помельної камери. Було проведено в загальній кількості 105 експериментів. В результаті експерименту було встановлено (рис.1):

- положення "п'яти" і "малорухомого ядра" залежить від коефіцієнта φ ; при підвищених коефіцієнтах завантаження "п'ята" розширюється і знаходиться в активній зоні (рис.1, позиція 1); зменшується і переміщується в центр барабана "малорухоме ядро"(рис.1, позиція 2);
- кут відриву загрузки від стінки барабана залежить не тільки від швидкості обертання барабана, але й від коефіцієнта завантаження.

За результатами експерименту були побудовані (рис.2) графіки залежності споживання потужності (крива 1) і маси помелу (крива 2) від коефіцієнта завантаження φ , кількості обертів n і часу проходження експеримента t . З графіків видно, що при підвищенні коефіцієнта завантаження і швидкості обертання помельної камери зростає споживання потужності і маси помелу. Проте при $\varphi = 0,75$ і $n = 60$ об/хв починає різко падати споживання потужності і зменшення маси помелу. Таким чином, експериментальні дослідження показали, що одним із можливих шляхів підвищення ефективності роботи ТМ, є підвищення коефіцієнта завантаження до $\varphi = 0,65 \dots 0,75$. Дані цього експерименту були використані в подальшому при визначенні критичної швидкості обертання ТМ.

В третьому розділі проведено теоретичні дослідження руху мелючого тіла при підвищеному коефіцієнті завантаження. Для обрання робочої швидкості барабана млина визначають критичну швидкість по відомій залежності (1):

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{R} \cos \alpha_0}, \quad (1)$$

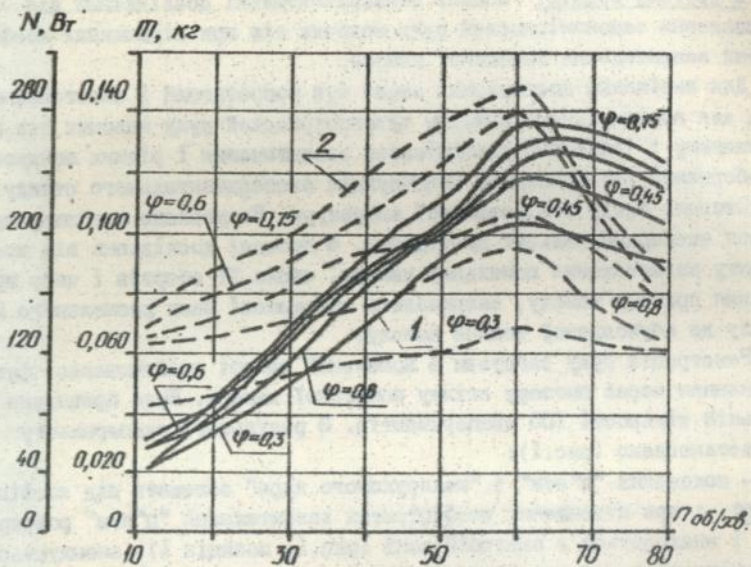


Рис. 2

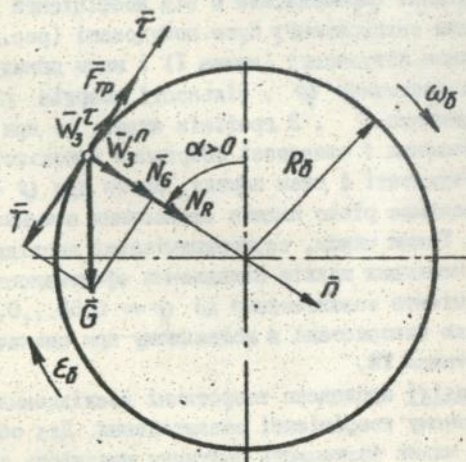


Рис. 3

де α_0 - кут відриву загрузки від внутрішньої поверхні барабана млина; g - прискорення вільного падіння; R - внутрішній радіус барабана ТМ. Залежність (1) має обмежене використання. Це пояснюється тим, що рух загрузки відносно стінки барабана можливий і до його відриву. Розглянемо сили, які діють на одиничний елемент загрузки з врахуванням його проковзування. Внаслідок врахування цих сил (рис.3) одержуємо залежність (2), яка описує зв'язок між швидкістю обертання ТМ ($\Pi_{\delta c}$) і кутом початку проковзування (α_c)

$$\Pi_{\delta c} = \frac{30}{\pi} \left\{ \sqrt{\frac{g}{R} \cos \alpha_c} \left[1 + \frac{1}{f} \left(\frac{\epsilon_{\delta} R}{g \cos \alpha_c} + \operatorname{tg} \alpha_c \right) \right] \right\}^{1/2} \quad (2)$$

де ϵ_{δ} - кутове прискорення барабана млина; f - коефіцієнт тертя в середовищі. Залежність (2) дає можливість визначити умови правомірного використання залежності (1): при $\Pi_{\delta c} > \Pi_{кр}$ - використовується залежність (1); при $\Pi_{\delta c} \leq \Pi_{кр}$ - використовується залежність (1) і (2).

На рис. 4 показані графічні залежності швидкості обертання барабана від кута початку проковзування α_c і різних кутових прискорень ϵ_{δ} (на рис. 4 від $\epsilon_{\delta} = 1 \text{ рад/с}^2$ до $\epsilon_{\delta} = 0$). З графіків видно, що із зростанням кутового прискорення для забезпечення початку проковзування одиничного елемента загрузки на тому ж куті, що і відрив, необхідні більші кутові швидкості $\Pi_{\delta c}$, ніж $\Pi_{кр}$. При великих значеннях коефіцієнта тертя f для забезпечення однакових кутів початку проковзування і відриву одиничного елемента необхідні менші кутові швидкості обертання барабана. Пунктирною лінією на графіках показано залежність критичної швидкості $\Pi_{кр}$ від кута повороту, коли відбувається відрив одиничного елемента загрузки.

Уточненням фізичної картини руху одиничного елемента загрузки з врахуванням підйому можна показати при розгляді руху групи мелючих тіл (рис.5). Рівняння руху виділеної ділянки при куті $d\beta$ в векторній формі можна записати у вигляді:

$$dm \bar{W}_3 = d\bar{G} + d\bar{N}_R + d\bar{F}_{TP} + \bar{\Phi}_{np} + \bar{\Phi}_{no}, \quad (3)$$

де dm , $d\bar{G}$ - маса і вага виділеної елементарної ділянки; \bar{W}_3 - прискорення руху загрузки; $d\bar{N}_R$, $d\bar{F}_{TP}$ - компоненти реакції зі сторони внутрішньої поверхні барабана на виділену елементарну ділянку; $\bar{\Phi}_{np}$, $\bar{\Phi}_{no}$ - стискаючі сили, які діють на елемент загрузки від попередніх

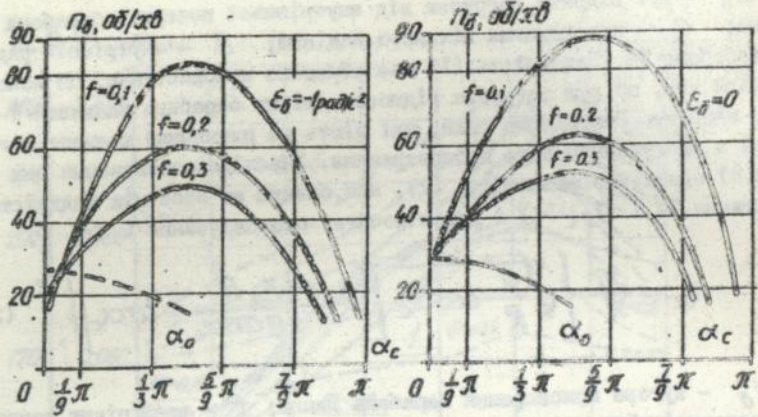


Рис. 4

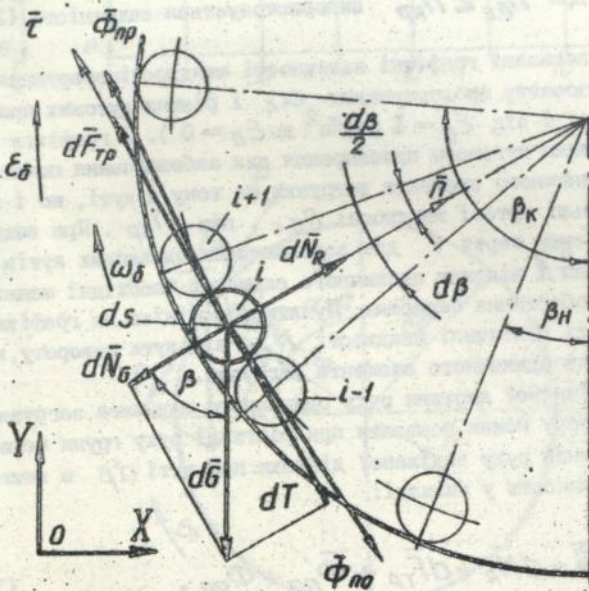


Рис. 5

і наступних мелючих тіл. В проєкціях на нормаль і дотичну до виділеної ділянки рівняння (3) буде мати вигляд:

$$\begin{cases} gRd\beta W_3^n = -ggR\cos\beta d\beta + dN_R - \frac{1}{2}(\Phi_{np} - \Phi_{no})d\beta; \\ gRd\beta W_3^z = -ggR\sin\beta d\beta + dF_{Tp} + (\Phi_{np} - \Phi_{no}), \end{cases} \quad (4)$$

де g - маса середовища одиничної довжини; $\beta = \pi - \alpha$. Інтегруючи систему рівнянь (4), отримуємо вираз для знаходження швидкості обертання млина, при якому починається проковзування.

$$\pi_{0,c} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{R} (-\cos\beta_K)} \cdot \sqrt{\frac{\epsilon_0 R}{Ag\cos\beta_K} + \frac{A_3(\beta_K - \beta_H)}{(A_1 - A_2 A_3)\cos\beta_K}}, \quad (5)$$

де β_H, β_K - кути, які визначають початок і кінець ділянки мелючих тіл; A_1, A_2, A_3 - визначені функції від аргументів β_H, β_K, f . На підставі (5) в координатній системі π_0, β_K побудовані графіки залежності швидкості обертання ТМ від f , при ϵ_0, β_H (рис. 6 (а)) і від β_H , при ϵ_0, f (рис. 6 (б)). На рис. 6 (а) визначено, що при $\beta_K = 7/9\pi$ і $f = 0,3$, $\pi = 20,5$ об/хв.

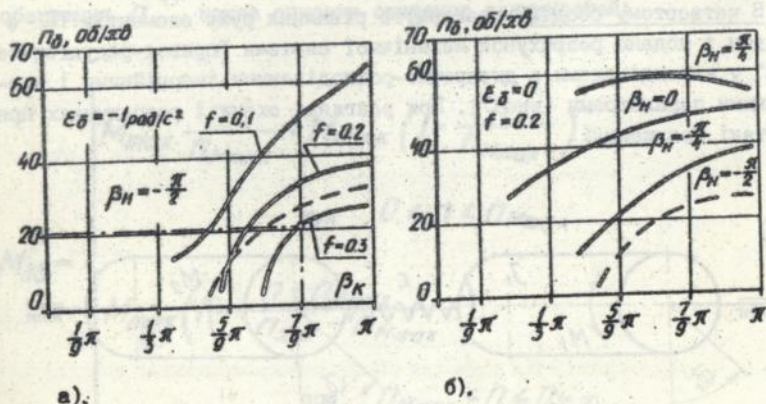


Рис. 6.

З графіків видно, що при врахуванні підпору середовища зменшується $\Pi_{кр}$. Розглядаючи рівняння руху одиничного елемента і ділянки загрузки, можна отримати математичну модель критичного стану всього середовища, яка представлена залежністю (7). Дана залежність дозволить визначити сили тертя для практичних розрахунків

$$\begin{cases} gr(W_3^n + g \cos \beta) = (r \frac{\partial N}{\partial r} + N) - \Phi; \\ gr(W_3^r + g \sin \beta) = (r \frac{\partial F_{TP}}{\partial r} + F_{TP}) + \frac{\partial \Phi}{\partial \beta}. \end{cases} \quad (6)$$

$$gr \left\{ (W_3^r + g \sin \beta) - f(W_3^n + g \cos \beta) \right\} = f \bar{\Phi} + \frac{\partial \Phi}{\partial \beta}. \quad (7)$$

В результаті проведених досліджень було встановлено, що формула для визначення критичної швидкості обертання барабана має обмежену границю використання і справедлива тільки при гальмуванні ТМ, тому що на $\Pi_{кр}$ впливає явище проковзування загрузки. На границю застосування формули критичної швидкості суттєво впливає коефіцієнт тертя загрузки по внутрішній поверхні барабана і величина швидкості обертання барабана. Значного уточнення опису руху середовища можна досягнути врахуванням фактору підпору. Кут відриву середовища суттєво залежить від коефіцієнта завантаження елементами загрузки.

В четвертому розділі розглянуто рівняння руху елементів ТМ з приводом і подано розрахунок механічної системи "привод-редуктор-барабан" у вигляді схеми з дискретно-розподіленими інерційними і жорсткісними параметрами (рис. 7). При розгляді схеми і розрахунках прийнято такі допущення:

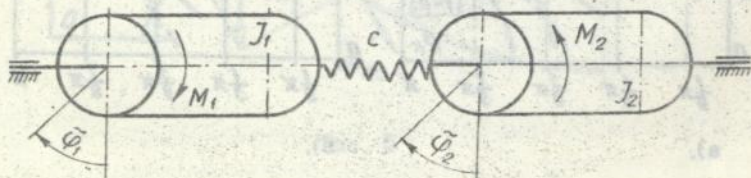


Рис. 7.

- ротор електродвигуна, зубчаста передача редуктора, барабан являють собою жорстке, інерційне тіло з моментом інерції J_1 ;
- приведена до проміжного валу кутова жорсткість зубців коліс редуктора, пальців пружньо-пальцевої муфти стала і дорівнює C ;
- електромагнітні процеси в обмотках приводного електродвигуна розглядаються в загальноприйнятих сучасних допущеннях;
- центр ваги середовища знаходиться в початковий момент в нижньому положенні і при роботі ТМ відхиляється від вертикалі на граничний кут $35-45^\circ$ і впливає на величину момента інерції J_2 .

За допомогою розрахункової схеми (рис.7) на основі рівняння Лагранжа II роду була побудована математична модель руху мас з інерційними моментами J_1, J_2

$$\begin{cases} J_1 \frac{d^2 \bar{\varphi}_1}{dt^2} + c(\bar{\varphi}_1 - \bar{\varphi}_2) = M_1 = M_{\text{дв}} \cdot i ; \\ J_2 \frac{d^2 \bar{\varphi}_2}{dt^2} - c(\bar{\varphi}_1 - \bar{\varphi}_2) = -M_2 = M_3 + M_c , \end{cases} \quad (8)$$

де J_1, M_1 - момент інерції і рушійний момент приводного двигуна, які приведені до проміжного валу ТМ; J_2, M_2 - сумарний момент інерції барабана млина з загрузкою і розмелувальним матеріалом, сумарний момент опору від маси середовища і тертя в опорах барабана; $\bar{\varphi}_1, \bar{\varphi}_2$ - кути повороту мас M_1 і M_2 ; i - передаточне відношення редуктора.

Використовуючи статичну механічну характеристику електродвигуна, момент на валу електродвигуна $M_{\text{дв}}$, який відповідає швидкості обертання Π , можна описати системою залежностей:

$$M_{\text{дв}} = \begin{cases} M_{\text{max}} \cdot \frac{\Pi}{\Pi_{\text{max}}} + M_{\text{пуск}} \left(1 - \frac{\Pi}{\Pi_{\text{max}}} \right) ; \\ \text{при } 0 \leq \Pi < \Pi_{\text{max}} \\ M_{\text{max}} \left(1 - \frac{\Pi - \Pi_{\text{max}}}{\Pi_{\text{xx}} - \Pi_{\text{max}}} \right) \\ \text{при } \Pi_{\text{max}} < \Pi \leq \Pi_{\text{xx}} , \end{cases} \quad (9)$$

де M_{max} - максимальний момент на валу ротора двигуна, який відповідає швидкості обертання ротора $\Pi_{M_{max}}$; $M_{пуск}$ - пусковий момент на валу двигуна; $\Pi_{х.х}$ - швидкість обертання ротора двигуна в режимі холостого ходу.

Вираз моменту $M_{об}$ з врахуванням електромагнітних явищ, які виникають в електродвигуні, має вигляд:

$$M_{об} = \sqrt{3} g_0 (\psi_{SA} i_{SB} - \psi_{SB} i_{SA}), \quad (10)$$

де g_0 - кількість пар магнітних полюсів (для електродвигуна ТМ 2,6х хІЗ м, $g_0 = 3$); i_{SA}, i_{SB} - струми обмоток фаз А і В статора двигуна; ψ_{SA}, ψ_{SB} - повні потікозчеплення в цих фазах відповідно, які визначаються з системи рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{d\psi_{SA}}{dt} = U_m \sin(\omega_0 t) - r_s i_{SA}; \\ \frac{d\psi_{SB}}{dt} = U_m \sin(\omega_0 t - 120^\circ) - r_s i_{SB}; \\ \frac{d\psi_f}{dt} = U_f - r_f i_f; \\ \frac{d\psi_{RD}}{dt} = -r_D i_D; \quad \frac{d\psi_{RQ}}{dt} = -r_Q i_Q, \end{cases} \quad (11)$$

де $\omega_0 = 314$; U_m, U_f - напруга електромережі і збудження обмотки ротора; r_s, r_f, r_D, r_Q - опір фази статора, обмотки збудження, поздовжнього і поперечного контурів демпфера; i_f, i_D, i_Q - струми обмотки збудження, поздовжнього і поперечного контурів демпфера.

Залежність моменту маси середовища від кута $\tilde{\varphi}_2$ повороту барабана і положення рівноваги можна подати в такому значенні

$$M_3 = \begin{cases} -\frac{2}{3} \gamma_1 L \sqrt{[R^2 - (x'_1)^2]^3} \sin \tilde{\varphi}_2; & \text{при } 0 \leq \tilde{\varphi}_2 \leq \beta_{max}. \\ -\frac{2}{3} \gamma_1 L \sqrt{[R^2 - (x'_1)^2]^3} \sin \beta_{max}; & \text{при } \beta_{max} < \tilde{\varphi}_2, \\ & \text{при} \end{cases} \quad (12)$$

де γ_1 - питома вага середовища; L - довжина робочої зони барабана; X_1 - біжуча координата осі X .

У зв'язку з тим, що при дослідженні ТМ може бути різне значення ваги середовища G_3 , то доцільно ввести момент опору в опорах барабана $M_{c.n}$ при відповідних значеннях G_3

$$M_{c.n} = (G_8 + G_3) \cdot f_8 \cdot R_{\psi}, \quad (13)$$

де G_8 - вага барабана; R_{ψ} - радіус цапфи барабана; f_8 - коефіцієнт тертя ковзання в опорах барабана.

Зміна моменту опору в залежності від кута повороту визначається системою рівнянь

$$M_c = \begin{cases} 1. \tilde{\varphi}_2 = 0; \\ -[C(\tilde{\varphi}_1 - \tilde{\varphi}_2) - M_3] \text{ при } [C(\tilde{\varphi}_1 - \tilde{\varphi}_2) - M_3] < M_{c.n}; \\ -M_{c.n} \text{ sing}[(\tilde{\varphi}_1 - \tilde{\varphi}_2) - M_3] \text{ при } [C(\tilde{\varphi}_1 - \tilde{\varphi}_2) - M_3] > M_{c.n}. \\ 2. \tilde{\varphi}_2 \neq 0; \\ -M_{c.n} \text{ sing}(\tilde{\varphi}_2). \end{cases} \quad (14)$$

Якщо в рівняння (8) підставити значення (9), (12), (14), то можна визначити переміщення елементів системи і навантаження в цих елементах. В зв'язку з тим, що рівняння (8) при цьому одержується дуже громіздким, розв'язували його на ЕОМ по програмах, які були розроблені і представлені в "Додатку 2" дисертаційної роботи - "Млин 2", "Млин 3". В програмі "Млин 3" враховувались характеристики електромагнітних явищ електродвигуна. Тому програма "Млин 3" точно відображає споживання струму електродвигуном як при пуску, так і сталому режимі роботи. Програма "Млин 2" не враховує характеристики електромагнітних явищ електродвигуна, тому споживання струму електродвигуном в період пуску не можна визначити по цій програмі, але при сталому режимі роботи електродвигуна результати програм "Млин 2" і "Млин 3" співпадають. Графіки (рис.8) показують залежність екстремальних значень крутного моменту на проміжному валі ТМ від коефіцієнта завантаження φ : крива 1 в період розгону, крива 2 в період сталого руху. Дані графіки дозволяють встановити, що найбільш невигідним в динамічному відношенні є розгін барабана ТМ в діапазоні, коли мінімальне значення

буде при $\varphi = 0,5 \dots 0,7$, а максимальне при $\varphi = 0,6 \dots 0,75$. При роботі ТМ в сталому режимі самим напруженим в силовому відношенні є робота його при коефіцієнті завантаження $\varphi = 0,55 \dots 0,72$, $if = 0,1$

Розрахунки по цих двох програмах також встановили, що збільшення завантаження ТМ практично не впливає на величину крутного моменту, тобто збільшена інерційність барабана практично не змінює режим розгону ТМ (рис.10), тертя в опорах дещо впливає як на розгін, так і на сталий рух, а також на екстремальні значення крутного моменту. Виходячи з вищезазначеного можна зробити висновок, що збільшення коефіцієнта завантаження від 0,32 до 0,75 не приводить до помітного погіршення динаміки роботи ТМ як в період розгону, так і в період сталого руху.

Аналіз впливу збільшеного об'єму загрузки в $2 \pm 2,4$ рази на механічну міцність елементів ТМ дозволяє зробити висновок про можливість роботи ТМ з підвищеним коефіцієнтом завантаження.

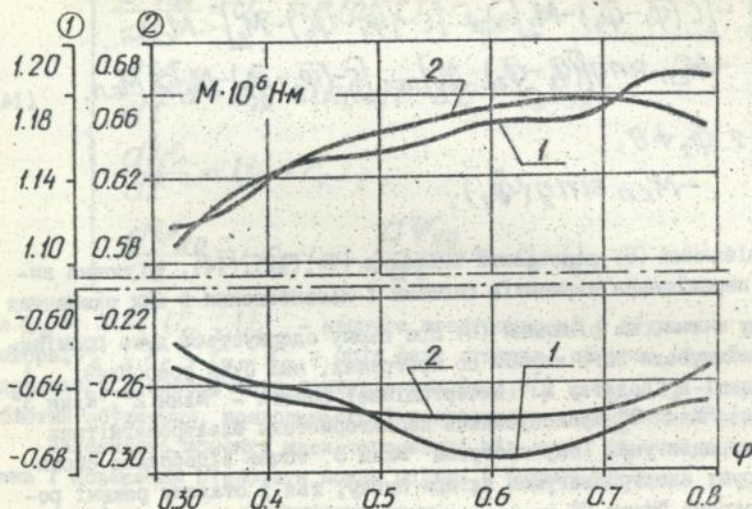


Рис. 8

В п'ятому розділі потрібно було перевірити результати теоретичних досліджень і одержати рекомендації по практичній реалізації помелу матеріалу методом роздавлення і розтирання. Теоретичні дослідження процесу помелу з підвищеним коефіцієнтом завантаження ТМ були

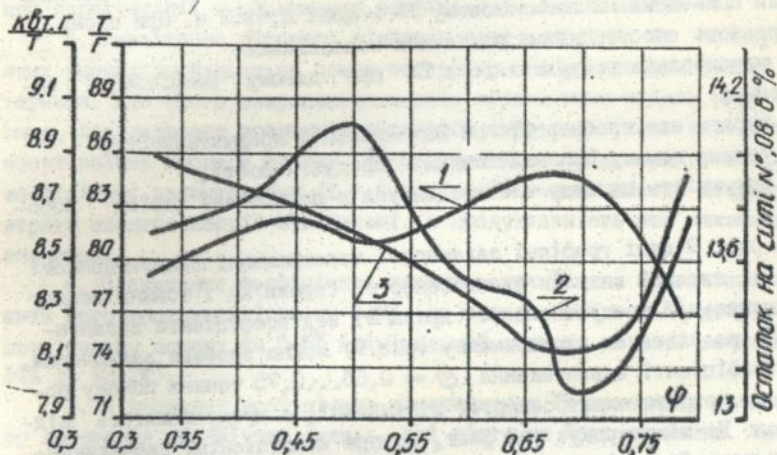


Рис. 9

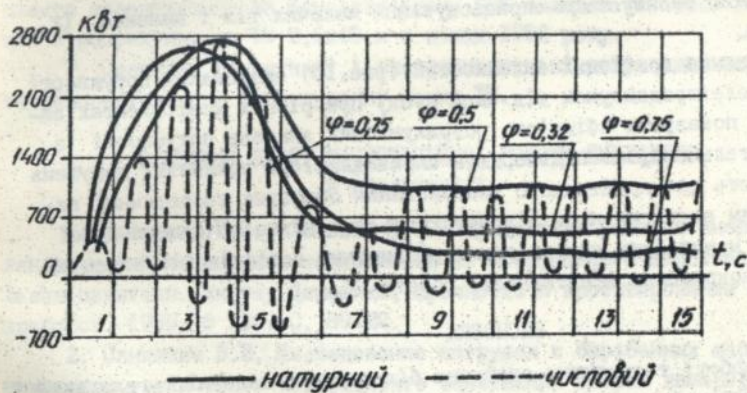


Рис. 10

апробовані на стенді, який не мав динамічної подібності реальним промисловим агрегатам і лише моделював процеси помелу не роздавлюванням, а тільки розтиранням матеріалу. Експериментальні дослідження були проведені на промисловому ТМ моделі 2,6x13 м. При цьому, здійснювалось спостереження за такими показниками:

- максимальна продуктивність ТМ при даному коефіцієнті завантаження;
- втрати електроенергії при максимальній продуктивності;
- тонина помелу при максимальній продуктивності;
- потужність приводу електродвигуна в початковий період роботи ТМ.

На рис. 9 дані графічні залежності максимальної продуктивності (крива 1), питомої витрати електроенергії (крива 2) і тонини помелу при максимальній продуктивності (крива 3) від коефіцієнта завантаження. По результатах експерименту (рис.9) можна зробити заключення, що при коефіцієнті завантаження $\varphi = 0,65 \dots 0,75$ тонина помелу покращується, втрати електроенергії мінімальні, а продуктивність підвищується. Це підтверджує той факт, що при коефіцієнтах завантаження помел матеріалу відбувається методом розтирання і роздавлювання, а не методом удару. В процесі експерименту було встановлено:

- продуктивність ТМ підвищується на $6 \pm 7,5\%$;
- витрати електроенергії зменшуються в середньому на $5 \pm 7\%$;
- тонина помелу матеріалу покращується на $5,5 \pm 6,6\%$;
- значно зменшується спрацювання мелючих тіл і виникає їх руйнування.

Порівняння графічних залежностей (рис.10) споживання потужності приводним електродвигуном від часу пуску при різних коефіцієнтах завантаження показують збіжність розрахункових значень потужності з експериментальними, що підтверджує справедливість прийнятих допущень і придатність для практичного використання основних теоретичних висновків. Цим експериментом підтверджується основне положення даної роботи про можливість використання підвищених коефіцієнтів завантаження для покращення ефективності роботи ТМ.

ВИСНОВКИ

1. В роботі теоретично знайдена більш точна залежність для визначення критичної швидкості обертання ТМ, в якій крім кута відриву загрузки і радіуса барабана додатково враховувались проковзування і підпор середовища. Уточнене значення критичної швидкості обертання ТМ дозволяє при його проектуванні зменшувати швидкість обертання.

2. Внаслідок зменшення критичної швидкості обертання ТМ знижу-

ються споживання потужності приводного електродвигуна на 5-7%, а тому немає потреби збільшувати потужність приводного електродвигуна при експлуатації з підвищеним коефіцієнтом завантаження ТМ.

3. Аналітично одержано рівняння руху загрузки, що показує, при яких умовах здійснюється помел матеріалу методом роздавлювання і розтирання. Для цього запропонована нова математична модель руху середовища, яка дозволяє практично визначити сили тертя, що впливають на ефективність процесу помелу. Експериментально підтверджується, що при коефіцієнті завантаження ($\rho = 0,65 \dots 0,75$ тонина помелу покращується, втрати електроенергії мінімальні, а продуктивність має максимальне значення.

4. Підвищення коефіцієнта завантаження ТМ дає можливість збільшити його продуктивність на 6-8% (що складає 124 тон на добу), покращити тонину помелу на 5-6% (мінімальний валишок на ситі зменшився з 14% до 13,2%).

5. Підвищення коефіцієнта завантаження ТМ приводить до незначного зростання динамічних зусиль, які діють на його елементи. Максимальне збільшення крутного моменту, що передається на проміжковий вал ТМ дорівнює 5-7%, тому для поширених в експлуатації ТМ, впровадження методу помелу з підвищеним коефіцієнтом завантаження здійснюється без додаткової реконструкції.

6. Річний економічний ефект від впровадження підвищеного коефіцієнта завантаження на Миколаївському ГЦК складає 117 тис. карбованців в розрахунку на ТМ 2,6x13 м в цінах 1992 року.

7. Одержані теоретичні і експериментальні результати можуть бути використані при проектуванні нових ТМ.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ ВИКЛАДЕНО В ПУБЛІКАЦІЯХ

1. Панкевич В.В., Лозовой И.С. Определение момента инерции цилиндрической мельницы в зависимости от коэффициента заполнения // Вестн. Львов. политехн. ин-та: Динамика, прочность и проектирование машин и приборов. - 1989. - № 230. - С. 89-92.

2. Панкевич В.В. Исследование нагрузок в барабанных шаровых мельницах при увеличенном коэффициенте заполнения второй камеры // Вестн. Львов. политехн. ин-та: Динамика, прочность и проектирование машин и приборов. - 1990. - № 240. - С. 95-96.

3. Панкевич В.В. Изучение процесса помела на экспериментальной установке. - Львов, 1990. - С. 14. - Рукопись деп. в УкрНИИТМ, № 585, Ук-90. Деп.

4. Панкевич В.В. Уравнение состояния движущейся загрузки в шаровых мельницах.—Львов, 1990.—С.17.—Рукопись деп. в УкрНИИТИ, № 986. Ук-90. Деп.

5. Панкевич В.В. Математическая модель процесса запуска шаровой мельницы с повышенным значением коэффициента загрузки.—Львов, 1990.—С.8.—Рукопись деп. в УкрНИИТИ, № 1062. Ук-90. Деп.

6. Панкевич В.В., Добушовский А.П. Экспериментальное исследование работы шаровой мельницы 2,6х13 м при повышенных коэффициентах загрузки.—Львов, 1990.—С.13.—Рукопись деп. в УкрНИИТИ, № 1731. Ук-90. Деп.

7. Панкевич В.В. Динамика мелющих тел в шаровых мельницах при повышенных коэффициентах загрузки.—Львов, 1990.—С.21.—Рукопись деп. в УкрНИИТИ, № 1732. Ук-90. Деп.

Підписано до друку 15.11.93.Формат 60х84/16.Друк офсет.Папір друк.№2.Умов.друку.арк.1,17.Умов.фарб.-відб.1,4.Обл.-вид.арк. 1,0.Тираж 100 прим.Зам.3292.

Обласна книжкова друкарня, 290000, Львів, Стефаніка, 11.