

СССР - МПС

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО
ТРАНСПОРТА им. М.И.КАЛИНИНА

На правах рукописи

ЮРЧЕНКО Александр Васильевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИ ПОМОЩИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОДОЛЬНО-ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ
ВАГОНА С АМОРТИЗИРОВАННЫМ ГРУЗОМ ПРИ
ПРОДОЛЬНЫХ УДАРАХ

(01.02.06, - Динамика, прочность и надежность
машин, приборов и аппаратуры)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск
1974

69629

1083 | Торченко А.В.
Исслед. при пок.
математи. Молоцов
1974 | 1-00

15.07.09

Лав

| | | | | | | | | | |
|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|
| | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | |

НТБ
ДНУЖТ

СССР - МПС

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО
ТРАНСПОРТА им. М.И.КАЛИНИНА

На правах рукописи

ЮРЧЕНКО Александр Васильевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИ ПОМОЩИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОДОЛЬНО-ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ
ВАГОНА С АМОРТИЗИРОВАННЫМ ГРУЗОМ ПРИ
ПРОДОЛЬНЫХ УДАРАХ

(01.02.06 - Динамика, прочность и надежность
машин, приборов и аппаратуры)

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск
1974

НАУКОВО-ТЕХНІЧНА БІБЛІОТЕКА
Дніпропетровського національного
університету залізничного транспорту
імені академіка В.А.Лазаряна

696020

Работа выполнена в Днепропетровском отделении Института механики АН УССР.

НАУЧНЫЕ РУКОВОДИТЕЛИ:

заслуженный деятель науки УССР, академик АН УССР,
доктор технических наук, профессор В.А.ЛАЗАРЯН,

кандидат технических наук, старший научный сотрудник
Л.А.МАНАШКИН

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОППОНЕНТЫ:

доктор технических наук Е.П.БЛОХИН,

доктор физико-математических наук В.А.ОСТАПЕНКО.

Ведущая организация указана в решении Ученого Совета ДИИТа.

Автореферат разослан "26" декабре 1974 г.

Защита диссертации состоится "30" января 1975 г.
на заседании Ученого совета Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта им. М.И.Калинина (г.Днепропетровск, 10, ул. Университетская, 2).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзыв просим направлять в двух экземплярах по адресу:
320629, ГСП, Днепропетровск, 10, ул. Университетская, 2, Институт инженеров железнодорожного транспорта.

Ученый секретарь Совета, кандидат химических наук,
доцент В.Н.ПЛАХОТНИК.

В директивах XXIV съезда подчеркивается, что одним из основных направлений народного хозяйства в 1971-1975 гг. является дальнейшее увеличение грузооборота на железнодорожном транспорте. Это вызывает необходимость повышения веса, скорости движения подвижного состава и интенсивности маневровых операций. Поэтому вагоны и амортизацию грузов необходимо проектировать, принимая во внимание более тяжелые условия эксплуатации.

По данным, приведенным в литературе, средняя скорость соударения вагонов на сортировочных горках США составляет 11 км.ч^{-1} , что приводит к частым повреждениям вагонов и грузов. Увеличение средней скорости соударения вагонов на сортировочных горках и интенсивности ударных процессов на перегонах имеет место и на железных дорогах СССР. Это делает актуальной проблему совершенствования теоретических и экспериментальных исследований динамики подвижного состава при соударении вагонов на сортировочных горках, соударения сцепов и при переходных режимах движения поездов (трогание, торможение, движение по переломам продольного профиля пути и т.д.). Так как в этих режимах усилия в межвагонных соединениях достигают наибольших величин, исследование их имеет большое значение при проектировании подвижного состава.

Исследования динамических усилий в межвагонных соединениях и изучению динамики вагонов при переходных режимах движения поездов и соударениях вагонов посвящены работы Н.Е.Жуковского, В.А.Лазаряна, С.В.Вершинского, Л.Н.Никольского, И.П.Исеева и других авторов. Эти исследования позволили решить ряд вопросов, имеющих большое теоретическое и практическое значение.

В выполненных ранее теоретических исследованиях определены нагрузки, испытываемых кузовом и рамой вагона при продоль-

ных ударах, проводилось при представлении вагона в виде эквивалентного стержня или дискретной одномерной системы, работающих на растяжение и сжатие. Значение продольной жесткости стержня или элементов дискретной системы, вычисленное по значениям площади поперечного сечения кузова вагона, в несколько раз выше значений, которые определены экспериментально по скорости распространения упругих волн в поезде, когда поглощающие аппараты не работают. Анализ экспериментальных данных позволил объяснить это тем, что потенциальная энергия вагона при действии на него продольных сил, возникающих при переходных режимах движения и ударах, определяется не только деформациями растяжения и сжатия продольных элементов, воспринимающих нагрузку, но и их деформациями изгиба.

Целью данной работы является разработка методики математического и электронного моделирования продольно-изгибных колебаний вагона с амортизированным грузом при продольных ударах, оценка ожидаемых значений продольных и вертикальных нагрузок и исследование влияния параметров устройств, амортизирующих груз, на динамические нагрузки.

Исследование проведено применительно к цельнометаллическому грузовому вагону (ЦМГВ) с тележками ЦШМ-ХЗ-0, внутри которого расположена подвижная рама с грузом. Разработанная методика может использоваться при исследовании динамической нагруженности вагонов других типов.

Кузов ЦМГВ состоит из коробообразной гофрированной в продольном направлении и подкрепленной силовым набором оболочка с вырезами, сочлененной в нижней части с рамой кузова, которая опирается на две тележки. По концам кузова расположены торцевая стена и раздвижные створки, а в средней части - контр-

грузы. Ударная нагрузка прикладывается с эксцентриситетом.

В работе рассматриваются колебания кузова вагона в вертикально-продольной плоскости симметрии и исследуются продольные и вертикальные динамические нагрузки. При таком подходе принимаются во внимание продольные и вертикальные смещения элементов обшивки, рамы и продольного набора конструкции кузова, а деформации поперечного набора и торцевой стены не учитываются. Вводятся допущения, что поперечный набор препятствует только деформированию контура оболочки кузова и что продольная нагрузка, действующая со стороны автосцепки, воспринимается в консольной части кузова только хребтовой балкой, а в средней части - всем поперечным сечением. Отдельные элементы кузова (контргрузы, раздвижные створки и оборудование вагона) не являются силовыми. В связи с этим центр тяжести сечения кузова, воспринимающего нагрузки, не совпадает с центром инерции сечения.

Следует отметить, что тележка ЦНИИ-ХЗ-0 различным образом участвует в продольных и вертикальных колебаниях. В связи с тем, что зазоры в шкворневом узле малы, а подвижность элементов тележки в продольном направлении незначительна, можно считать, что в продольных колебаниях участвует вся масса тележки, а в вертикальных колебаниях - только масса ее обрессоренной части.

В соответствии с изложенным выше, расчетная схема кузова вагона выбрана в виде эквивалентного по упругим характеристикам стержня и движущихся вместе с ним грузов. Эквивалентный стержень имеет переменные по длине площадь сечения, момент инерции и положение центра тяжести сечения. Положение центров тяжести сечений не совпадает с переменными по длине стержня по-

доженными центрами инерции рассматриваемой системы „стержень-нагрузка“. Эквивалентный стержень опирается на две податливые опоры.

В общем случае подвижная рама с грузом может быть представлена аналогичной расчетной схемой. Однако конструкция подвижной рамы и характер последующего груза позволяют представить подвижную раму с грузом в виде эквивалентного стержня постоянного сечения (центр тяжести сечения совпадает с центром инерции), опирающегося на несколько податливых опор и амортизированного в продольном направлении.

В первой главе приведен вывод дифференциальных уравнений, описывающих продольно-изгибные колебания вагона с амортизированным грузом при соударении вагонов и при переходных режимах движения поездов. Дифференциальные уравнения составлены на основании уравнений Лагранжа второго рода и имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} \rho^u \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} &= \frac{\partial S'}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{dy_0}{dx} y \right) + \sum_{i=1}^n (P_i + \sum_{j=1}^{n_1} P_{ij}) \delta_i(x - x_i); \\ \rho^v \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} &= \frac{\partial Y}{\partial x} + \rho^v \ddot{y} - \sum_{i=1}^n (R_i - \sum_{j=1}^{n_2} R_{ij}) \delta_i(x - x_i) \end{aligned} \quad (I)$$

Здесь

$$Y = \frac{\partial M}{\partial x} + \frac{dy_0}{dx} S + h \frac{\partial S}{\partial x} + \sum_{i=1}^{n_1} [R_i(e_i + h) + \sum_{j=1}^{n_2} P_{ij}(e_{ij} + h)] \delta(x - x_i)$$

u и v - перемещения вдоль осей x и y ; ρ^u и ρ^v - плотности масс, совершающих перемещения u и v ; S - продольная сила, направленная по касательной к линии $y = y_0(x)$ проходящей через центры тяжести сечений, воспринимающих нагрузки; X и Y - проекции сил на оси координат; P_i - внешние

продольные силы, действующие на эквивалентный кузову стержень в точках x_i ; P_{ij} - продольные силы, действующие на опорные элементы вагона и груза при относительных перемещениях точек с координатами x_i и x_j ; Q - поперечная сила; M - изгибающий момент; R_i - вертикальные реакции опор кузова вагона в точках с координатами x_i ; R_{ij} - усилия, возникающие при взаимных вертикальных перемещениях точек с координатами x_i стержня, эквивалентного кузову, и точек с координатами x_j стержня, эквивалентного грузу; $h(x)$ - расстояние между центром тяжести сечения, воспринимающего нагрузку, и центром инерции; e_i - эксцентриситет приложения продольной силы P_i ; e_{ij} - эксцентриситет приложения продольной силы P_{ij} ; n_0 - количество точек приложения продольных сил к стержню, эквивалентному грузу; n_2 - количество точек приложения реакций опор; g - ускорения силы тяжести; $\delta(x-x_i)$ - дельта-функция Дирака (импульсивная функция первого порядка).

Дифференциальные уравнения колебаний одномерного груза при сделанных выше допущениях можно получить аналогичным образом:

$$\rho_r^u \frac{\partial^2 u_r}{\partial t^2} = \frac{\partial S_r}{\partial x_r} - \sum_{j=1}^{n_0} P_{ij} \delta_1(x_r - x_j); \quad (2)$$

$$\rho_r^v \frac{\partial^2 v_r}{\partial t^2} = \frac{\partial Y_r}{\partial x_r} - \sum_{j=1}^{n_2} R_{ij} \delta_1(x_r - x_j) + \rho_r^v g$$

где

$$Y_r = \frac{\partial M_r}{\partial x_r}$$

При исследовании соударений вагонов системы дифференциальных уравнений (1), (2) решаются при следующих граничных и начальных условиях.

$$x=0 \quad S=0; \quad M=0; \quad Q=0; \quad x=l_1 \quad S=0, \quad M=0, \quad Q=0$$

$$x_r=0 \quad S_r=0; \quad M=0; \quad Q=0; \quad x_r=l_2 \quad S_r=0; \quad M_r=0; \quad Q_r=0$$

$$U(x,0)=0; \quad \frac{\partial U(x,0)}{\partial t}=0; \quad v(x,0)=v_{ст}; \quad \frac{\partial v_r(x_r,0)}{\partial t}=0$$

$$U_r(x_r,0)=0; \quad \frac{\partial U_r(x_r,0)}{\partial t}=0; \quad v_r(x_r,0)=v_{стr}; \quad \frac{\partial v_r(x_r,0)}{\partial t}=0$$

Здесь l_1 и l_2 - длины кузова вагона и подвижной рамы с грузом соответственно; $v_{ст}$ и $v_{стr}$ - статические прогибы эквивалентных стержней от сил веса.

При выводе системы дифференциальных уравнений не учитывается влияние инерции вращения и деформации сдвига.

Когда исследуется соударение изучаемого вагона с вагоном другого типа, вагон-боек представляется в виде абсолютно твердого тела и пружины, имитирующей упругие свойства его конструкции. При этом предполагается, что угол поворота $\varphi(q,t)$ смежного конца стержня, эквивалентного исследуемому вагону, равен по величине и противоположен по знаку углу поворота φ_0 смежного конца системы, эквивалентной вагону-бойку. В этом случае совместно с дифференциальными уравнениями (1,2) необходимо решать дополнительные уравнения

$$m_0 \dot{v}_0'' = S_0; \quad \dot{q}_\alpha = v''(q,t) - v_0'' - 2e\varphi(q,t),$$

где m_0 - масса вагона-бойка; v_0'' - скорость движения

вагона-бойка (при $t = 0 \quad V_0^u = V_0$); $V_0^u(a, t)$ - скорость движения в продольном направлении смежного конца стержня, эквивалентного кузову вагона.

В тех случаях, когда подробно исследуются колебания только одного вагона в составе или сцепе, значения удлинений межвагонных соединений определяются из дифференциальных уравнений

$$\dot{q}_{1a} = V^u(a, t) - V_0^u - 2e_1 \dot{\varphi}(a, t);$$

$$q_{2a} = V_{e,10}^u - V^u(l, t) + 2e_2 \dot{\varphi}(l, t)$$

Исследование продольно-изгибных колебаний ЦМГВ с амортизированным грузом осуществлялось, когда характеристика поглощающего аппарата описывалась интегрально, что позволяет получить средние оценки нагрузок, действующих на вагон с грузом и с учетом случайных заклиниваний и срывов, которые имеют место при работе поглощающего аппарата.

Чтобы построить из электронных решающих устройств модель, а также осуществить численное интегрирование уравнений с помощью ЭВМ, был произведен переход от системы с распределенными параметрами к системе с конечным числом степеней свободы. В рассматриваемом случае дискретная модель состоит из сосредоточенных масс, связанных между собой безынерционными упруго-вязкими связями.

Мазарян В.А., Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Бадикова Л.С.

Интегральная оценка поведения связей в поезде и определение их параметров по результатам натурных испытаний. Труды НИИТА, вып. 103, "Транспорт", 1971.

При решении дифференциальных уравнений, описывающих колебания ЦМГВ с амортизированным грузом, произведена оценка влияния числа элементов разбиения на точность получаемых результатов. Произведена также оценка влияния нелинейных членов на динамические процессы. Выбраны упрощенные расчетные схемы, используемые при оптимизации параметров амортизирующих устройств.

Во второй главе при помощи линейного масштабирования произведен переход от обыкновенных дифференциальных уравнений, описывающих колебания дискретной системы, к машинным уравнениям. Приведены блок-схемы электронной модели вагона с амортизированным грузом и электронных моделей упрощенных систем, используемых при определении оптимальных параметров продольной и вертикальной амортизации груза. Рассмотрено моделирование существенно нелинейных силовых характеристик междувагонных соединений, рессорного подвешивания вагона, продольной и вертикальной амортизации грузов. Приведена электронная схема, используемая при моделировании законов распределений случайной скорости соударения вагонов и случайной массы вагона-бойка. Существенное внимание уделено вопросу регистрации решений и контролю работы электронной модели.

В третьей главе рассматриваются продольно-изгибные колебания вагона с грузом при соударении. При этом учитываются случайные заклинивания и срывы, имеющие место при работе упруго-фрикционных поглощающих аппаратов.

Для предварительной проверки математической модели, реализованной с помощью АВМ, производилось определение статических прогибов дискретной системы, эквивалентной кузову

вагона с грузом, под действием продольных сил. Сопоставление прогибов, полученных при моделировании, и значений прогибов, рассчитанных на основании экспериментальных данных, показало, что результаты моделирования хорошо совпадают с результатами экспериментальных исследований.

Далее устанавливается функциональная связь ускорений элементов вагона и груза со скоростью удара. В связи с тем, что при экспериментальных исследованиях каналы измерений включали в себя фильтры, выделяющие низкочастотную (до 40 гц) составляющую ускорений, при моделировании напряжения - аналогичные ускорения пропускались через аналогичные фильтры.

При моделировании определены статистические зависимости от скорости соударения максимальных значений усилия в поглощающем аппарате, усилия в амортизаторе груза, продольных и вертикальных ускорений вагона и груза.

Полученная экспериментально выборка значений сил и ускорений хорошо попадает в поле наблюдаемых при моделировании значений. Сопоставление широкополосных и низкочастотных ускорений показывает, что значения широкополосных ускорений выше чем низкочастотных. Кроме того, значения широкополосных ускорений в меньшей мере коррелируются со скоростью удара, чем их низкочастотные составляющие.

Сопоставление ускорений груза с ускорениями вагона показывает, что амортизация груза позволяет снизить как продольные, так и вертикальные ускорения.

Исследуется влияние количества рассеиваемой кузовом вагона энергии на величины максимальных ускорений. Сравнение результатов, полученных при различных декрементах колебаний,

показывает, что изменение декремента приводит к существенно-му завышению или занижению величин максимальных ускорений.

Оценивается влияние случайных заклиниваний и срывов упруго-фрикционных поглощающих аппаратов на колебания конструкции вагона. В связи с тем, что заклинивания и срывы могут происходить в произвольные моменты времени, в одних случаях они усиливают упругие колебания кузова вагона, а в других - гасят. Поэтому практически при одних и тех же уровнях сил, действующих на вагон, могут иметь место существенно отличающиеся уровни ускорений. Это наблюдается как при моделировании, так и при экспериментальных исследованиях. При этом резко повышается вероятность появления больших ускорений.

Рассмотрен вопрос о нагруженности исследуемого вагона при соударении с другими вагонами на сортировочных горках. Определены статистические закономерности повторяемости при соударениях вагонов на сортировочных горках наибольших значений сил, действующих на вагон типа ЦМГВ, продольных и вертикальных ускорений элементов вагона и груза.

В четвертой главе исследуется влияние параметров амортизирующих устройств на нагруженность элементов груза. В связи с тем, что при определении оптимальных параметров продольной амортизации груза необходимо ориентироваться на уровни продольных нагрузок, а при определении оптимальных параметров вертикальной амортизации - на уровни вертикальных нагрузок, представилось возможным осуществить выбор оптимальных параметров амортизации отдельно по упрощенным расчетным схемам.

На первом этапе производился выбор оптимальных параметров продольной амортизации. Использовалась упрощенная ра-

счетная схема (рассматривались только продольные колебания), которая позволяет исследовать распределения продольных динамических нагрузок вдоль груза при различных параметрах амортизаторов. В качестве критерия оптимальности были приняты максимальные значения ускорений, выбранные из множества ускорений элементов груза. Определение оптимальных параметров амортизатора было произведено в режиме соударения вагонов. По результатам, полученным при моделировании, построена номограмма для определения оптимальных параметров амортизатора груза (при ограниченном ходе амортизатора) по заданным значениям допустимых продольных ускорений и скорости удара.

Результаты моделирования хорошо сопоставляются с экспериментальными данными, а оптимальные параметры продольного амортизатора близки к параметрам, выбранным при экспериментальных исследованиях.

На втором этапе с найденными оптимальными параметрами продольной амортизации производился выбор вертикальной амортизации груза. Использовалась упрощенная расчетная схема продольно-изгибных колебаний вагона с грузом (при продольных колебаниях груз представлялся в виде абсолютно твердого тела и пружины), которая позволяет исследовать распределения вертикальных динамических нагрузок вдоль груза при различных параметрах вертикальной амортизации груза.

Определение оптимальных параметров вертикальной амортизации осуществлялось в режиме соударения вагонов. В качестве критерия оптимальности были приняты максимальные значения, выбранные из множества ускорений элементов груза. Установлено, что значения максимальных ускорений возрастают в тех случаях, когда частоты колебаний элементов груза близки к собственным

частотам изгибных и продольных колебаний вагона.

Уточнение параметров продольной и вертикальной амортизации осуществлялось при соударении отцепов и пуске поезда в ход. Результаты моделирования хорошо сопоставляются с результатами экспериментальных исследований.

В ы в о д ы

1. Разработаны математические и электронные модели для исследования продольных и вертикальных ускорений элементов вагона и груза при ударах и переходных режимах движения поездов.
2. Установлено, что при исследовании только продольных ускорений, можно упростить модель, исключив из рассмотрения вертикальные колебания.
3. Оценены уровни ожидаемых при ударах и переходных режимах движения поездов ускорений элементов вагона и груза.
4. Показано, что статистическая зависимость ускорений элементов вагона и груза от скорости удара при оборудовании вагонов фрикционными поглощающими аппаратами Ш-1-Т близка к линейной.
5. Построена номограмма для определения оптимальных параметров амортизаторов подвижной рамы (при ограничении их хода) по заданным значениям допустимых продольных ускорений и скорости удара.
6. Показано, что значения жесткостей опор грузов должны быть такими, чтобы парциальные частоты колебаний грузов на этих опорах были далеки от частот собственных колеба-

ний системы.

Вагоны, предназначенные для транспортировки ценных грузов, следует оборудовать стабильно работающими (без заклиниваний и срывов) поглощающими аппаратами автосцепки.

НТБ
ДНУЖТ

Основное содержание диссертации изложено в следующих работах:

1. Юрченко А.В. Постановка задачи о продольно-поперечных колебаниях системы двух стержней при внецентренном ударе через амортизатор о преграду. Материалы первой республиканской конференции молодых ученых железнодорожников. Днепропетровск, 1969.
2. Манашкин Л.А., Юрченко А.В. О влиянии изгиба на продольную жесткость вагона. Материалы юбилейной научно-технической конференции ДИИТа. Днепропетровск, 1970.
3. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Юрченко А.В. Собственные колебания упруго опертых стержней при соударении через упруго-фрикционный амортизатор. Материалы конференции по проблеме конструкционного демпфирования колебаний. Рига, 1971.
4. Манашкин Л.А., Юрченко А.В. Применение электронного моделирования для исследования изгибно-продольных колебаний кузовов вагонов при их соударениях. Материалы 33 научно-технической конференции. Брянск, 1972.
5. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Рыжов А.В., Хачагуридзе Н.М., Юрченко А.В. Разработка методики электронного моделирования продольных колебаний одномерного груза, закрепленного в вагоне, при переходных режимах движения. Рукопись депонирована в ЦНИИТЭИ МПС, № 79/73, 1973.
6. Манашкин Л.А., Юрченко А.В., Скалозуб В.В. Моделирование продольно-изгибных колебаний кузовов вагонов при продольных ударах. Труды ДИИТа, вып.143. Днепропетровск, 1973.

7. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Юрченко А.В. Дифференциальные уравнения движения механических систем с переменными параметрами. Прикладная механика, т.Х, вып.6, 1974.
8. Манашкин Л.А., Юрченко А.В. Исследование продольных колебаний амортизированных грузов при транспортировке. Труды ДИИТа, вып.152, Днепропетровск, 1974.

Материалы диссертации доложены :

1. На первой республиканской конференции молодых ученых железнодорожников, Днепропетровск, 1969.
2. На юбилейной научно-технической конференции ДИИТа, Днепропетровск, 1970.
3. На конференции по проблеме конструкционного демпфирования колебаний, Рига, 1971.
4. На 33 научно-технической конференции, Брянск, 1972.
5. На юбилейной научно-технической конференции ДИИТа, Днепропетровск, 1972.
6. На II-м симпозиуме "Колебания упругих конструкций о жидкостью", Новосибирск, 1973.
7. На симпозиуме "Проблемы моделирования динамики подвижного состава", Брянск, 1973.
8. На семинарах по механике Днепропетровского отделения Института механики АН УССР, Днепропетровск, 1972, 1973.
9. На семинаре по механике Днепропетровского отделения Института механики АН УССР и Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта Днепропетровска 1972, 1973.

696029

НАУКОВО-ТЕХНІЧНА БІБЛІОТЕКА
Дніпропетровського національного
університету залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

БГ-2705I Подписано и печати I4/ХI-1974 г.Объем I,25 л.л.Зак.333 т.160

ПОМ треста "Днепрогеофизика", ул. В.Дубянина, 8.

НТБ
ДНУЖТ