

**ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

Аспирант БАРБАС И. Г.

**О ДВИЖЕНИИ ПОЕЗДА ЧЕРЕЗ ПЕРЕЛОМЫ
ПРОДОЛЬНОГО ПРОФИЛЯ ПУТИ**

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

Библиотека ДИИТ

г. Днепропетровск
1963 г.

НТБ
ДНУЖТ

Публичная защита диссертации состоится на заседании Ученого Совета

июни 1963 г.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Ученого Совета или прислать свои отзывы о работе по адресу: г. Днепропетровск, Севастопольская ул., 15.

Институт инженеров железнодорожного транспорта:

Дата отправки автореферата 16 мая 1963 г.

НТБ
ДНУЖТ

**ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

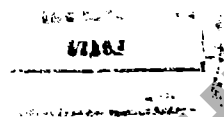
Аспирант БАРБАС И. Г.

**О ДВИЖЕНИИ ПОЕЗДА ЧЕРЕЗ ПЕРЕЛОМЫ
ПРОДОЛЬНОГО ПРОФИЛЯ ПУТИ**

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель—доктор техни-
ческих наук, профессор
Лазарян В. А.



г. Днепропетровск
1963 г.

20930

Работа выполнена в Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта.

НТБ
ДНУЖТ

Знание величин продольных усилий и характера их изменения важно для решения задач проектирования подвижного состава и проектирования продольного профиля железнодорожного пути.

Как известно, наибольшие величины продольных усилий в поездах возникают при переходных режимах движения. В настоящей работе рассматривается один из таких режимов: движение однородного поезда через переломы продольного профиля пути.

Первая глава работы посвящена выбору расчетной схемы и составлению дифференциальных уравнений.

Для решения задачи о движении поезда через перелом продольного профиля пути использовались две расчетные схемы.

В качестве первой расчетной схемы принят стержень с упругими несовершенствами и с грузом на одном из концов (локомотив). Дифференциальное уравнение движения при этом имеет следующий вид:

$$\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} = a^2 \left(1 + \mu \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} + \frac{1}{\rho} f(x, t) \quad *) \quad (1)$$

$u(x, t)$ — перемещения сечений стержня;

x — расстояние от свободного конца стержня;

μ — коэффициент, учитывающий рассеивание энергии;

ρ — масса единицы длины стержня;

$f(x, t)$ — возмущающая сила, отнесенная к единице длины стержня;

a — скорость распространения упругой волны.

Решение уравнения (1) отыскивалось при помощи метода обобщенных координат. При применении этого метода *) решение уравнения (1) сводится к нахождению решения следующих обыкновенных дифференциальных уравнений:

$$\rho l (1 + \mu) \ddot{q}_0 = Q_0 \quad (2)$$

$$\ddot{q}_m - 2h_m \dot{q}_m + v_m^2 q_m = - \frac{v_m^2 Q_m}{k \int_0^l X'_m dx} \quad (3), \text{ где}$$

$$2h_m = \mu v_m^2; \quad v_m = \frac{a \lambda_m}{l}$$

*) Л а з а р я н В. А. О применении метода обобщенных координат к исследованию вынужденных продольных колебаний стержней. Труды ДИИТ, вып. XIX, Трансжелдориздат, 1948 г.

γ_m — частота собственных колебаний системы;
 λ_m — собственное число задачи, являющееся корнем характеристического уравнения; $tg \lambda = -\alpha$;

$\alpha = \frac{P}{Q}$, P — вес груза (локомотива);

Q — вес стержня (состава);

l — длина стержня (состава).

В качестве второй расчетной схемы использовалась система твердых тел, соединенных связями с упругими несовершенствами. Уравнения движения составлены в форме уравнений Лагранжа второго рода.

Если принять в качестве обобщенных координат относительные перемещения твердых тел, то можно записать систему дифференциальных уравнений в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{q}_1 + \left(1 + \frac{m_0}{m}\right) \frac{S_1}{m} - \frac{S_2}{m} &= \frac{Q_0}{m_0} - \frac{Q_1}{m} \\ \ddot{q}_2 - \frac{S_1}{m} + 2 \frac{S_2}{m} - \frac{S_3}{m} &= \frac{Q_1}{m} - \frac{Q_2}{m} \\ \ddot{q}_n - \frac{S_{n-1}}{m} + 2 \frac{S_n}{m} &= \frac{Q_{n-1}}{m} - \frac{Q_n}{m} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где m_0 — масса первого груза (локомотива); m — масса остальных грузов (вагонов); Q_i — обобщенная сила (Q_i представляет собой изменение составляющей силы тяжести при переходе с одного элемента профиля на другой); S_i — продольные усилия в $i^{\text{ой}}$ связи.

При отсутствии зазора в упряжи поезд представляет собой линейную механическую систему и продольные усилия в связи определяются следующим образом $S_i = k_1 q_i + \beta q_i$. При наличии зазоров в упряжи продольные усилия S можно записать так:

$$S_i = 0 \quad \text{при} \quad q_i \leq \delta$$

$$S_i = k_1 ([q_i] - \delta) \operatorname{sgn} q_i + \beta q_i \quad \text{при} \quad q_i > \delta$$

где: q_{ii} — относительные перемещения $(i-1)^{\text{го}}$ и $i^{\text{го}}$ экипажей,
 k_1 — жесткость связи, β — коэффициент вязкого сопротивления,
 δ — величина зазора в упряжи.

Во второй главе приведено аналитическое решение задачи о движении пассажирского поезда (без зазоров в упряжи) через перелом продольного профиля пути. При решении использовалась первая расчетная схема. Уравнения (2) и (3) решены операционным методом. Обобщенные силы Q_0 и Q_m найдены из выражений возможных работ. Получены расчетные формулы для определения продольных усилий, возникающих в поезде при движении через один и через два перелома продольного профиля пути. Получены также формулы для определения пройденных путей и скоростей различных сечений стержня.

Для численного расчета взят тяжеловесный пассажирский поезд весом 1260 тонн с тепловозом ТЭП-60. Величины a и μ приняты исходя из опытов, проведенных ДИИТ'ом с пассажирскими поездами. Продольные усилия определены при движении через перелом продольного профиля пути с алгебраической разностью уклонов 20‰ при скоростях подхода локомотива к перелому продольного профиля 10 м/сек, 20 м/сек, 25 м/сек, 30 м/сек, 35 м/сек, 40 м/сек, 45 м/сек и 50 м/сек. Наибольшие величины продольных усилий приведены в табл. 1.

Таблица 1.

Скорость подхода к перелому профиля [м/сек]	10	20	25	30	35	40	45	50
Наибольшие усилия [т]	6,1	7,8	7,7	7,6	8,2	8,6	9,1	9,8

Рассчитаны величины продольных усилий, возникающих в таком же пассажирском поезде при движении через 2 перелома продольного профиля пути. Алгебраическая разность уклонов для каждого из переломов принята 10‰ т. е. $\Delta i_1 = \Delta i_2 = 10\text{‰}$, так что $\Delta i_1 + \Delta i_2 = 20\text{‰}$. Длина разделительного элемента принята равной четверти, трети, половине, трем четвертым и полной длине поезда. Неблагоприятным случаем сочетания элементов профиля при двух переломах является горб (подъем — разделительный элемент — спуск) или яма (спуск — разделительный элемент — подъем). Максимальные величины продольных усилий при движении через 2 перелома продольного профиля приведены в табл. 2.

Таблица 2.

Длина разделительного элемента L	$L = 0$	$L = \frac{l}{4}$	$L = \frac{l}{3}$	$L = \frac{l}{2}$	$L = \frac{3l}{4}$	$L = l$
Максимальные усилия в т	7,6	6,2	5,7	4,8	4,0	3,8

При движении через перелом продольного профиля пути определены величины изменений пройденных путей и скоростей движения поезда, происходящие вследствие продольных колебаний (добавки к величинам пройденных путей и скоростей при установившемся режиме u^* и v^*). Величины v^* и u^* имеют существенное значение при проектировании системы автоматического управления движением поездов (САУ). Они могут повлиять на решение дифференциального уравнения движения поезда, производимого САУ. Величины u^* и v^* рассчитывались при скоростях подхода к перелому продольного профиля 20 м/сек, 30 м/сек и 40 м/сек при алгебраической разности уклонов 20‰ . Оказалось, что величины u^* и v^* лежат ниже пределов чувствительности датчиков, с помощью которых в САУ подаются значения пройденного пути и скорости.

Во второй главе также определены величины продольных усилий и величины u^* и v^* при движении поезда через перелом продольного профиля пути с одновременным включением силы тяги или с торможением. Расчеты проводились при движении с площадки на подъеме в 10‰ и 20‰ при подходе к перелому профиля со скоростью 20 м/сек (72 км/час).

Величина силы тяги принята равной 4 т. Эта величина силы тяги соответствует силе тяги тепловоза ТЭП-60, движущегося со скоростью 72 км/час при переводе рукоятки контроллера с нулевой позиции на 13 (такое включение силы тяги запроектировано в САУ).

В последнем параграфе второй главы определены величины, характеризующие плавность движения пассажирского поезда: абсолютные ускорения и «диапазон» (интенсивность изменения) продольных усилий. Ускорения и «диапазон» продольных усилий определялись при движении через перелом продольного профиля с алгебраической разностью уклонов 20‰ и при скоростях подхода к перелому профиля 20 м/сек и 40 м/сек. Расчеты показали, что максимальные величины мгновенных ускорений и «диапазона» продольных усилий при движении через перелом продольного профиля пути в 6—8 раз менее, чем при трогании с места в случае очень быстрого нарастания силы тяги.

В третьей главе изложены результаты экспериментального определения продольных усилий, возникающих в тяжеловесном поезде при движении через перелом продольного профиля пути. Опыты проводились на Приднепровской ж. д. кафедрой строительной механики ДИИТа. Опытный поезд был составлен из 68 четырехосных полувагонов, загруженных балластом до полной грузоподъемности, и двух вагонов лабораторий. Величина зазора в упряжи составляла 60—75 мм. Продольные усилия измерялись в 8-ми сечениях по длине поезда.

Во время опытов локомотивы шли на «выбеге», т. е. к составу не прикладывалась ни тормозная сила, ни сила тяги. Опыты проводились на участках профиля следующего очертания: 1) Вогнутый профиль (глубокая яма) 2) Выпуклый профиль с уступами. 3) Профиль с наличием небольших выпуклостей и вогнутостей. 4) Выпуклый профиль. Алгебраическая разность уклонов сопрягаемых участков составляла 3—13‰. Скорости подхода локомотива к переломам продольного профиля пути составляли 40—75 км/ч.

Согласно результатам обработки осциллограмм наибольшие величины продольных усилий составили 50 т.

Четвертая глава посвящена электрическому моделированию задачи о движении поезда через перелом продольного профиля пути.

При электрическом моделировании использовалась вторая расчетная схема. Решение проводилось на двух моделях МПТ-9. Система дифференциальных уравнений (4) была преобразована в систему 32 дифференциальных уравнений 1-го порядка (5), которая в свою очередь была заменена машинной системой дифференциальных уравнений, где машинными переменными являлись электрические напряжения.

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_1 &= \frac{N_0 N_2}{N_1} Y_1 \\ Y_1 &= -\left(1 + \frac{m}{m_0}\right) W_1 + W_2 + U_1 \\ \dot{X}_2 &= \frac{N_0 N_2}{N_1} Y_2 \\ Y_2 &= W_1 - 2 W_2 + W_3 + U_2 \\ \dot{X}_n &= \frac{N_0 N_2}{N_1} Y_n \\ Y_n &= W_{n-1} - 2 W_n + U_n \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где X_i и Y_i — электрические напряжения, моделирующие относительные перемещения и относительные скорости соседних экипажей q_i и $\dot{q}_i$; W_i и U_i — электрические напряжения, моделирующие величины S_i и Q_i^* ($Q_i^* = \frac{Q_{i-1}}{m} - \frac{Q_i}{m}$) N_0, N_1, N_2 масштабные

коэффициенты $N_0 = \frac{t}{t_m}$, $N_1 = \frac{q_1}{X}$, $N_2 = \frac{q_i}{Y_i}$ (t_m — машинное

время). Для задания напряжения U_i , моделирующего возмущающую силу Q_i^* использовались блоки переменных коэффициентов СРБ—5. При решении системы дифференциальных уравнений для нелинейного случая (поезд с зазорами в упруги) применена нелинейная приставка с двойным диодом 6 X 2П, моделирующая зазор.

Для сопоставления с аналитическим решением на моделях МПТ-9 была решена задача о движении пассажирского поезда через перелом продольного профиля пути. Для моделирования был принят поезд весом 1000 т., состоящий из 16 цельнометаллических вагонов. Жесткость междувагонной связи принята 380 т/м, коэффициент β определялся по формуле $\beta = \frac{\mu' n}{\lambda_1} \sqrt{k_1 m^*}$. μ' — коэффициент, учиты-

вающих рассеивание энергии, n — число вагонов в составе, λ_1 — первый корень уравнения $tg \lambda = -\alpha \lambda$. Величины продольных усилий, рассчитанные аналитически и полученные на модели, хорошо согласуются между собой, разница в величинах наибольших продольных усилий не превышает 5%. При моделировании грузового поезда весом 1320 т из 16 четырехосных полувагонов были определены величины продольных усилий в восьми сечениях по длине поезда, абсолютные ускорения, а также относительные перемещения и скорости соседних экипажей. Скорость подхода к перелому продольного профиля была принята 20 м/сек и 40 м/сек, алгебраическая разность уклонов 20‰, 10‰ и 6‰, величина зазора в упруги 70—75 мм. По результатам моделирования и по результатам опы-

тов в натуре были построены графики распределения $\frac{S_i^{(max)}}{S_1^{(max)}}$ ($S_i^{(max)}$ максимальное продольное усилие в i -ом сечении, $S_1^{(max)}$ максимальная величина продольного усилия в первом сечении). Оказалось, что расхождения между обоими графиками не превышают 10%. Графики построены для тех опытов в натуре, где продольные усилия ударного характера появлялись во всех сечениях поезда (зазоры в упруги проявлялись по всему поезду).

В четвертой главе приведены также результаты решения на электронной модели задачи о движении грузового поезда через перелом продольного профиля с включением силы тяги. Скорости подхода к перелому продольного профиля приняты 20 м/сек и 40 м/сек, величина силы тяги 6,4 т (при $v = 20$ м/сек) и 3,2 т (при $v = 40$ м/сек) при алгебраической разности уклонов 20‰.

*) В. А. Лазарян. «Применение математических машин непрерывного действия к решению задач динамики подвижного состава железных дорог». Транспортелдориздат, 1962 г.

В ы в о д ы

1. Движение пассажирского поезда через перелом продольного профиля пути.

а) Величины продольных усилий, возникающие в поездах при движении через перелом продольного профиля пути (локомотив идет на «выбеге») невелики, даже при алгебраической разности уклонов 20‰ и скорости подхода поезда к перелому профиля 50 м/сек (180 км/ч) не превышают 10 т , что в 2—3 раза менее максимальных продольных усилий, возникающих при трогании в случае очень быстрого нарастания силы и при экстренном торможении.

б) Величины продольных усилий мало зависят от скорости подхода поезда к перелому: при изменении скорости подхода локомотива к перелому продольного профиля пути от 20 м/сек (72 км/час) до 40 м/сек (144 км/ч) продольные усилия возрастают всего на 10‰ .

в) Величины продольных усилий снижаются при наличии разделительного элемента. При длине разделительного элемента, равной половине длины поезда, продольные усилия уменьшаются на 35—40%, при длине разделительного элемента, равной длине поезда, продольные усилия снижаются вдвое.

г) Величины мгновенных ускорений и «диапазон» продольных усилий (интенсивность изменения продольных усилий) при движении через перелом продольного профиля пути не превышают соответственно $0,25\text{ м/сек}^2$ и 6 т/сек , в то время как при трогании в случае очень быстрого нарастания силы тяги максимальные значения мгновенных ускорений и «диапазон» продольных усилий составляют $1,9\text{ м/сек}^2$ и 44 т/сек , при экстренном торможении «диапазон» продольных усилий составит 14 т/сек .

д) Максимальные продольные усилия, возникающие при движении через перелом продольного профиля пути с одновременным включением силы тяги и с торможением не превышают 30 т . Эти величины значительно ниже опасных для прочности подвижного состава значений.

е) Переходной режим, вызываемый движением поезда через перелом продольного профиля пути (локомотивы на «выбеге» или сила тяги прикладывается очень быстро при скоростях подхода к перелому профиля 10 м/сек и выше), не оказывает влияния на работу системы автоматического управления движением поезда (САУ).

2. Движение грузового поезда с зазорами в упряжи через перелом продольного профиля пути.

а) По результатам электрического моделирования величины продольных усилий, возникающих в поезде весом 1320 т , при скорости подхода поезда к перелому продольного профиля 20 м/сек не

превышают 25 т ($\Delta i = 20\text{‰}$) и 21 т ($\Delta i = 10\text{‰}$), при скорости подхода к перелому профиля 40 м/сек продольные усилия не превышают 30 т ($\Delta i = 20\text{‰}$) и 23 т ($\Delta i = 10\text{‰}$). При трогании сжатого поезда в случае очень быстрого нарастания силы тяги наибольшие продольные усилия составляют 75 т (наибольшее значение силы тяги 32 т), при экстренном торможении полностью растянутого поезда наибольшие продольные усилия составляют 30 т (начальная скорость торможения 20 м/сек).

б) По результатам опытов в натуре при движении через перелом продольного профиля пути с алгебраической разностью уклонов 3—13‰ и со скоростями до 75 км/ч продольные усилия не превышают 50 т. При торможении такого поезда тормозом 270—002 продольные усилия достигают 150 т (начальная скорость торможения 10 км/ч). При трогании грузового поезда наибольшие продольные усилия составили 140 т.

в) Максимальные значения мгновенных ускорений при движении через перелом профиля с алгебраической разностью уклонов 20‰ поезда весом 1320 т (по результатам электрического моделирования) не превышают 2,7 м/сек² ($v = 20$ м/сек) и 2,9 м/сек² ($v = 40$ м/сек). Максимальные значения мгновенных ускорений при трогании сжатого поезда в случае очень быстрого нарастания силы тяги составляют 5 м/сек², при экстренном торможении растянутого поезда — 3,1 м/сек².

г) При включении силы тяги на переломе продольного профиля пути вогнутого очертания величины продольных усилий и ускорений оказываются того же порядка, что и при включении силы тяги на площадке. При включении силы тяги на переломе продольного профиля пути выпуклого очертания максимальные продольные усилия увеличиваются на 15—17% по сравнению с продольными усилиями, возникающими в поезде при включении силы тяги на площадке.

3. На основании изложенного выше можно сделать следующие заключения, если в качестве допустимых продольных сил принять продольную силу 150 т при движении со скоростями до 45 км/ч и продольную силу 100 т при движении с высокими скоростями *

а) Величины, характеризующие плавность движения пассажирского поезда, можно не считать основным определяющим критерием при проектировании продольного профиля пути независимо от алгебраической разности уклонов сопрягаемых участков. Максимальные значения мгновенных ускорений при движении через пере-

Нормы для расчетов на прочность и проектирования механической части новых и модернизированных вагонов железных дорог колеи 1524 мм, 1962 г.

Вершинский С. В. Продольная динамика в грузовых поездах. Транспорт, 1957 г.

лом продольного профиля пути (даже при алгебраической разности уклонов 20‰ и скорости 144 км/ч) не превышают $0,025g$, величина «диапазона» продольных усилий не превышает 6 т/сек , что в $2,3$ раза менее, чем при экстренном торможении на площадке.

б) Продольные усилия и величины, характеризующие плавность движения грузового поезда через перелом продольного профиля пути (локомотив на «выбеге») также можно не считать основным определяющим критерием при проектировании продольного профиля пути независимо от алгебраической разности уклонов сопрягаемых участков.

в) При движении тяжеловесного грузового поезда через перелом продольного профиля пути с включением силы тяги продольные усилия могут превысить расчетную продольную силу. При низких скоростях движения до 40 км/ч сила тяги может вызвать в однородном поезде продольные усилия до 75 т ; движение через перелом продольного профиля вызывает продольные усилия до 20 т ($\Delta i = 15\text{—}20\text{‰}$). При высоких скоростях движения современными локомотивами реализуется сила тяги $10\text{—}20\text{ т}$. При такой силе тяги максимальные продольные усилия составляют $50\text{—}55\text{ т}$; вследствие движения через перелом профиля пути продольные усилия достигают 50 т (алгебраическая разность уклонов свыше 6‰). В неоднородном поезде возможно увеличение продольных усилий на $20\text{—}25\text{‰}$.* Таким образом, наибольшие продольные усилия, которые можно ожидать при движении тяжеловесного грузового поезда через перелом профиля пути с включением силы тяги, составят $110\text{—}130\text{ т}$. Следовательно, в этом случае продольные усилия должны быть приняты во внимание при проектировании продольного профиля пути.

г) При движении тяжеловесного грузового поезда через перелом продольного профиля пути с торможением со скоростями свыше 45 км/ч продольные усилия, появляющиеся вследствие торможения, могут также превысить расчетную продольную силу. Наибольшие величины продольных усилий при торможении со скоростями порядка 70 км/ч составляют $60\text{—}70\text{ т}$ (экстренные торможения тормозом усл. № 270—002 растянутого поезда весом 6000 т) при движении через перелом продольного профиля пути продольные усилия, появляющиеся вследствие движения через перелом профиля, достигают 50 т (алгебраическая разность уклонов превышает 6‰). С учетом неоднородности поезда, наибольшие продольные усилия могут достигать $130\text{—}150\text{ т}$. Следовательно, и в этом случае продольные усилия должны быть приняты во внимание при проектировании продольного профиля пути.

* Блохин Е. П. О влиянии неоднородности поезда на динамические усилия в упругих приборах поездов». Труды ДИИТ, вып. XXVI. Трансжелдориздат, 1958 г.

д) Для снижения величин продольных усилий при алгебраической разности сопрягаемых уклонов свыше 6⁰/₀₀ может быть рекомендовано устройство разделительного элемента, длину которого целесообразно принять не менее половины длины тяжеловесного грузового поезда, т. е. порядка 400—500 м.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих статьях:

1. Барбас И. Г. Аналитическое определение динамических усилий, возникающих в упряжных приборах поезда при движении через перелом продольного профиля пути. Труды ДИИТ, вып. 42, 1962 г.

2. Лазарян В. А., Барбас И. Г. Работа системы автоматического управления при переходных режимах движения поездов. Вестник Всесоюзного научно-исследовательского института ж. д. транспорта № 4, 1962 г.

3. Барбас И. Г. Результаты экспериментального определения продольных усилий, возникающих в тяжеловесном поезде при прохождении через перелом продольного профиля пути. Труды ДИИТ, вып. 35, 1961 г.