

Болжеларський Я.В., канд. техн. наук, Довганюк С.С., д-р іст. наук, канд. техн. наук, Баль О.М., канд. техн. наук, Джус В.С., канд. техн. наук, Львівська філія Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту, Львівський науково-дослідний інститут судових експертиз (Львів, Україна)

Експериментальне визначення сповільнення спеціального самохідного рухомого складу від дії питомої одиничної сповільнюючої сили

Ключові слова: спеціальний самохідний рухомий склад; тягові розрахунки; рівняння руху поїзда; питомий опір руху; сповільнення; судова залізнично-транспортна експертиза; службове розслідування.

Вступ

Тягові розрахунки використовуються при вирішенні широкого кола завдань, які пов'язані з експлуатацією рухомого складу залізниць, у тому числі при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз та службового розслідування випадків зіткнень рухомого складу [1].

В основі тягових розрахунків лежить розв'язання рівняння руху поїзда, яке має узагальнений вигляд [2]

$$\frac{dv}{dt} = \xi \cdot f(v), \quad (1)$$

де v – швидкість руху;

t – час;

ξ – сповільнення рухомого складу під дією одиничної питомої сповільнюючої сили, км/год²;

$f(v)$ – питома рівнодійна сила, Н/кН.

Шляхом уведення величини ξ враховується кінетична енергія обертальних мас рухомого складу: колісних пар, якорів тягових електродвигунів, шестерень тягових передач, карданних валів, муфт тощо. Для основних типів рухомого складу заліз-

ниць величина ξ наведена у Правилах тягових розрахунків [3] і становить 107...121 км/год² залежно від типу рухомого складу. Однак для спеціального самохідного рухомого складу у спеціалізованій технічній та довідковій літературі вказана величина не наведена, що не дозволяє з достатньою точністю виконувати тягові розрахунки.

Постановка проблеми

У статті вирішується науково-технічна проблема підвищення точності тягових розрахунків спеціального самохідного рухомого складу. Вказана проблема має безпосереднє відношення до розвитку теорії тяги поїздів, а також є кроком до вирішення практичних завдань, які виникають при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз та службового розслідування випадків зіткнень рухомого складу і пов'язані з розрахунками гальмівного шляху та встановленням можливості запобігання зіткненню.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Теоретичні та практичні питання тягових розрахунків висвітлені у значній кількості праць вітчизняних вчених, серед яких слід відзначити [2, 4-8]. У них висвітлені теоретичні засади, які лежать в основі розв'язку рівняння руху поїзда, описані моделі поїзда та колії, які прийняті у загальноприйнятій теорії тягових розрахунків а також відповідні припущення та обмеження. Однак спеціальному самохідному рухомому складу при цьому приділена недостатня увага. У [3, 5-6] відсутні розрахункові формули для визначення опору руху колійних машин, дрезин та мотрис.

Вирішенню даного питання присвячена праця [9], у якій встановлено аналітичний вигляд залежності питомого опору руху дрезини ДГК М1 від швидкості $w_x=f(v)$. У цій же праці відзначено, що аналітичний вигляд залежності $w_x=f(v)$ встановлений у припущенні, що величина ξ для даного типу дрезини є близькою до значення, яке прийнято для дизель-поїздів ($\xi = 116$ км/год²), оскільки у їх тяговому приводі застосовані подібні елементи (кутові осьові редуктори та карданні вали). У [9] відзначено, що визначення точного значення величини ξ є напрямком подальших досліджень.

Аналіз методів тягових розрахунків, що прийняті на європейських залізницях, а також на за-

лізницях Австралії та США показує, що основна увага при цьому приділяється експериментальному визначенню величини сповільнення рухомого складу в цілому (без виокремлення обертальних мас) і введення відповідних емпіричних поправочних коефіцієнтів [5, 10-13].

Актуальність проведених досліджень визначається досвідом виконання авторами судових залізнично-транспортних експертиз у Львівському науково-дослідному інституті судових експертиз Міністерства юстиції України. Значна кількість транспортних подій, що пов'язані з зіткненнями рухомого складу та наїздами на людей відбувається за участі спеціального самохідного рухомого складу залізниць, а відсутність точного значення величини ζ у нормативній та довідковій літературі не дозволяє з прийнятною точністю встановлювати гальмівний та зупиночний шлях спеціального самохідного рухомого складу.

Метою дослідження є підвищення точності тягових розрахунків спеціального самохідного рухомого складу.

Завданням дослідження є встановлення експериментальним методом величини сповільнення дрезини ДГК та мотовоза МТ-1 під дією одиначної питомої сповільнюючої сили. Вказаний тип спеціального самохідного рухомого складу набув широкого застосування у колійному господарстві [14-16].

Основна частина дослідження

Рівнянням руху поїзда називають математичний вираз, який пов'язує кінематичні параметри руху поїзда (швидкість, час ходу) з величинами сил, що діють на поїзд [2].

Рух матеріальної точки, за яку приймається поїзд у його моделі, підпорядковується другому закону Ньютона у його найпростішому вигляді: $R = ma$, де R – рівнодіюча сил, що діють на матеріальну точку, Н; m – маса матеріальної точки, кг, a – її прискорення у прямолінійному поступальному русі, м/с².

Відповідно, і для поїзда прискорення (чи сповільнення) його руху є прямо пропорційним величині рівнодіючої сили, відповідає її знаку («+» чи «-» по відношенню до напрямку руху і обернено пропорційно до його маси: $a = R/m$.

З іншої сторони, як відомо, прискорення – це похідна швидкості по часу:

$$a = \frac{dv}{dt}.$$

Таким чином, можна написати, що

$$\frac{dv}{dt} = \frac{R}{m}. \quad (1)$$

Вираз (1) показує зв'язок між кінематичними параметрами (швидкістю v та часом t) і рівнодіючою горизонтальною силою R .

Маса поїзда m , кг:

$$a = \frac{1000(P+Q)}{g}.$$

Величина R залежить від режиму руху поїзда і режиму роботи тягової одиниці. Так для режиму холостого ходу (вибігу) $R = -W_{\partial}$, де W_{∂} – дотичний повний опір руху поїзда.

Для поступального руху поїзда у режимі вибігу вираз другого закону Ньютона можна записати так:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{W_{\partial}}{m}. \quad (2)$$

Рівняння (2) справедливо саме для поступального руху. Однак при поступальному русі залізничного рухомого складу окремі його вузли (колісні пари, якорі тягових електродвигунів та зубчасті колеса тягових редукторів, карданні вали, муфти і т.і.), рухаючись поступально, одночасно обертаються. На їх обертання затрачається частина корисної роботи енергетичної установки. Це враховується при виводі рівняння руху поїзда. Кінетична енергія тіла $A_{кин}$, яке здійснює складний (поступальний та обертальний) рух, є сумою енергій в обох видах даного руху:

$$A_{кин} = \frac{mv^2}{2} + \sum \frac{I\omega^2}{2}, \quad (3)$$

де $\frac{mv^2}{2}$ – кінетична енергія поступального руху тіла (m – його маса, v – швидкість поступального руху), а $\sum \frac{I\omega^2}{2}$ являє собою сумарну кінетичну енергію усіх обертальних частин (I – їх моменти інерції, ω – кутові швидкості обертання).

Застосовуючи вираз (3) до поїзда, можна виразити кутові швидкості обертальних частин ω через швидкість поступального руху поїзда v , привівши їх одночасно (через передаточні відношення) до радіуса ведучого колеса: $\omega = \frac{v}{r}$. Тоді отримаємо:

$$A_{кин} = \frac{mv^2}{2} + \frac{v^2}{2} \sum \frac{1}{r^2}.$$

Величини типу $\frac{1}{r^2}$ мають розмірність маси, тому позначимо їх суму як m_e – еквівалентну масу обертальних частин рухомого складу і винесемо за дужки величину кінетичної енергії поступального руху. Тоді

$$A_{кин} = \frac{mv^2}{2} (1 + \frac{m_e}{m}).$$

Відношення

$$\frac{m_e}{m} = \gamma.$$

називається коефіцієнтом інерції обертальних мас.

Відповідно, добуток $m(1+\gamma)$ можна назвати приведеною масою поїзда. Тіло з такою масою по затратах енергії у поступальному русі еквівалентне реальному поїзду масою m , який рухається поступально і має маси, що обертаються. Це дозволяє виразити рівняння поступального руху поїзда з дійсною масою m як

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{W_\partial}{m(1+\gamma)} = -\frac{W_\partial}{P+Q} \cdot \frac{g}{1000(1+\gamma)}. \quad (4)$$

Позначимо

$$\zeta = \frac{g}{1000(1+\gamma)}.$$

Величина ζ являє собою питоме прискорення, тобто прискоренням від дії одиниці сили на одиницю ваги поїзда.

Позначимо

$$\omega_\partial = \frac{W_\partial}{P+Q}.$$

Величина W_∂ являє собою питомий дотичний опір руху рухомого складу і виражається у Н/кН.

У результаті підстановок отримуємо наступний вигляд диференціального рівняття руху поїзда у режимі холостого ходу

$$\frac{dv}{dt} = \zeta(-W_\partial). \quad (5)$$

Оскільки питомі сили опору руху з точки зору фізики є безрозмірними величинами, то величина сталої ζ має розмірність прискорення. Вона і являє собою величину питомого прискорення –

прискорення, з яким рухається тіло внаслідок дії одиничної питомої сили 1 Н/кН, тобто під дією сили у 1 Н на одиницю ваги тіла, за яку прийнятий 1 кН.

Рівняння (5) має загальний характер, воно не залежить від особливостей рухомого складу і однаково визначає характер руху рухомого складу будь-якого типу.

Чисельне значення сталої ζ у диференціальному рівнянні руху поїзда підлягає уточненню внаслідок загальноприйнятого у теорії тяги поїздів вимірювання швидкості у км/год.

Оскільки

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2 = 127000 \text{ км/год}^2,$$

то

$$\zeta = \frac{127}{(1+\gamma)}.$$

Величина коефіцієнта інерції обертальних мас $(1+\gamma)$ має різні значення для різних типів рухомого складу. Значення $(1+\gamma)$ та ζ для деяких типів рухомого складу згідно [4] наведені у табл. 1.

Таблиця 1.

Вид рухомого складу	$(1+\gamma)$	$\zeta, \frac{\text{км/год}^2}{\text{Н/кН}}$
Електровози усіх серій	1,15...1,3	97...110
Електропоїзда	1,06...1,07	118...120
Тепловози	1,07...1,13	112...118
Дизель-поїзда	1,09...1,1	115...116
Пасажи́рські вагони	1,04...1,05	121...122
Вантажні завантажені вагони	1,03...1,04	122...123
Вантажні порожні вагони	1,07...1,08	117...119
Вантажні завантажені вагони	1,03...1,04	122...123
Вантажні порожні вагони	1,07...1,08	117...119

Як видно з табл. 1, на величину $(1+\gamma)$ та ζ впливає співвідношення між масою рухомого складу та масою обертальних частин. Так у порожніх вантажних вагонів у порівнянні з завантаженими значення коефіцієнта $(1+\gamma)$ є більшим, а значення ζ , відповідно, меншим за рахунок більшого впливу одних і тих же обертальних частин (колісних пар) на вагон меншої маси [4].

Для спеціального самохідного рухомого складу величина $(1+\gamma)$ і, відповідно, величина ζ у норма-

тивній, довідковій та загальнопоширеній технічній літературі не наведені.

Один з методів визначення γ заснований на використанні експериментальної залежності прискорення та сповільнення одиниці рухомого складу від швидкості руху, в режимі вибігу [8]. Для цього одиницю рухомого складу скочують у режимі вибігу по заздалегідь пронівельованому ухилі (режим прискорення). Потім проводять вкочування, розганяючи одиницю рухомого складу і переходячи до моменту початку підрахунку в режим вибігу (режим сповільнення). При цьому реєструють час та швидкість одиниці рухомого складу. В результаті опрацювання даних знаходять залежність $\frac{\Delta v}{\Delta t}$ (v), усереднену по малих проміжках часу, протягом яких швидкість руху одиниці рухомого складу приймають сталою.

Вважаючи опір руху при спуску і підйомі з однією і тією ж швидкістю, рівними отримаємо рівняння руху одиниці рухомого складу при русі на спуск (прискоренні):

$$(w_i - w_{os})g = 10^3(1 + \gamma)(\Delta v / \Delta t) \quad (6)$$

і при русі на підйом (сповільненні):

$$(w_i + w_{os})g = -10^3(1 + \gamma)(\Delta v / \Delta t)_{cn}, \quad (7)$$

де $\Delta v / \Delta t$ – середнє значення прискорення (сповільнення) рухомого складу за час Δt , м/с².

Склавши рівняння (6) та (7) знайдемо що:

$$1 + \gamma = 2 w_i g / (10^3((\Delta v / \Delta t)_{np} - (\Delta v / \Delta t)_{cn})). \quad (8)$$

Для більшої точності, дослідження рекомендується проводити на значних ухилах.

На початковому етапі досліджень були проаналізовані профілі ділянок та вибрано пряму ділянку зі спрямленим проектним ухилом $i = -9,55 \%$. На ділянці проведення експерименту було виконано технічне нівелювання [17] по головці рейки на якій був розбитий пікетаж. Нівелювання ви-

конано нівеліром НЗ-К з нівелірними рейками РН-3 відповідно до технічних вказівок з перевірки плану та повздовжнього профілю залізничної колії [18].

Зведені результати нівелювання стосовно фактичних ухилів наведені у табл.2.

Таблиця 2.

Вид ухилу	Значення ухилу для пікету				Середнє значення ухилу
	1	2	3	4	
Проектний	8,6	10,1	9,3	10,2	9,55
Фактичний	8,8	9,7	10,1	9,2	9,45

Таким чином, фактичне значення ухилу, на якому проводились випробування становить 9,45%. Відповідно, опір від ухилу буде складати $w_i = 9,45$ Н/кН.

На наступному етапі згідно методики, що наведена вище, було проведено по 5 заїздів мотовозом МТ-1 та дрезиною ДГК.

Заїзди відбувалися наступним чином. У режимі прискорення мотовоз (дрезина) встановлювалась у визначеному місці на початку пікета 1. По команді проводився відпуск гальм і у момент початку руху включався електронний секундомір з функцією послідовної фіксації проміжків часу. Фіксація часу проводилась при досягненні дрезиною швидкостей 5, 10, 15 та 20 км/год. Швидкість руху визначалася за штатним пристроєм АЛС-МП, до складу якого входить датчик швидкості та блок індикації швидкості. Похибка контролю швидкості у діапазоні від 1 до 10 км/год складає ± 1 км/год [19, 20].

У режимі сповільнення мотовоз (дрезина) розганялася на попередніх елементах профілю до швидкості 25...30 км/год і при підході до пікета 5 вимикалася тяга з таким розрахунком, щоб на початку даного пікета швидкість руху становила 20 км/год. У момент досягнення швидкості руху 20 км/год вмикався електронний секундомір і при досягненні швидкостей 15, 10, 5 та 0 км/год на ньому фіксувався час. Результати, що отримані при заїздах занесені до табл. 2.

За результатами, що отримані при заїздах, побудовано залежності $v(t)$ з використанням методу найменших квадратів [21] проведена апроксимація даних та встановлено рівняння лінії тренду виду $v = at + b$, де a і b буде шуканою величиною прискорення (сповільнення) (рис. 1, рис. 2).

Таблиця 3.

Вид ССРС, режим руху	V, км/год	Покази секундоміра для заїзду, с					
		1	2	3	4	5	середнє значення
МТ-1, режим прискорення	0	0	0	0	0	0	0
	5	23,27	21,15	20,77	22,06	21,25	21,70
	10	44,23	45,87	45,19	46,52	45,79	45,52
	15	68,67	65,27	66,09	65,90	63,97	65,98
	20	99,17	89,95	90,53	91,70	87,21	91,71
МТ-1, режим сповільнення	20	0	0	0	0	0	0
	15	9,51	11,43	10,07	11,33	13,13	11,09
	10	21,59	22,17	23,33	22,13	22,49	22,34
	5	33,89	33,19	34,49	33,11	32,93	33,52
	0	44,63	43,59	45,21	43,73	43,87	44,21
ДГК, режим прискорення	0	0	0	0	0	0	0
	5	19,83	18,92	17,07	18,95	17,5	18,45
	10	50,87	49,32	47,25	50,12	47,43	49,00
	15	73,19	72,11	67,15	71,13	66,45	70,00
	20	102,53	100,3	97,33	98,25	100,11	99,70
ДГК, режим сповільнення	0	0	0	0	0	0	0
	11,07	10,13	11,53	10,85	10,98	10,91	10,91
	18,09	20,03	19,57	18,88	19,59	19,23	19,23
	29,99	30,93	30,55	30,4	30,67	30,51	30,51
	39,05	39,53	40,29	39,32	40,12	39,66	39,66

Результати розрахунків зведені у табл. 4.

Таблиця 4.

Тип рухомого складу	Значення $\Delta v / \Delta t$ для режиму	
	прискорення	сповільнення
МТ-1	0,0615	-0,1251
ДГКУ	0,0573	-0,139

Підставивши отримані значення у формулу (8), отримаємо.

Для мотовоза МТ-1

$$1 + \gamma = \frac{2 \cdot 9,45 \cdot 9,81}{10^3(0,0615 - (-0,1251))} = 0,993 ;$$

$$\xi = \frac{127}{0,993} = 128 \text{ км/год}^2.$$

Для дрезини ДГК

$$1 + \gamma = \frac{2 \cdot 9,45 \cdot 9,81}{10^3(0,0573 - (-0,139))} = 0,945 ;$$

$$\xi = \frac{127}{0,945} = 134 \text{ км/год}^2.$$

Отримані результати

Таким чином, у результаті проведених досліджень отримано значення сповільнення дрезини ДГК та мотовоза МТ-1 від дії питомої одиничної сповільнюючої сили ξ . Це дозволяє підвищити точність тягових розрахунків вказаного типу спеціального самохідного рухомого складу, тобто поставлена мета досягнута.

При дослідженнях встановлено зручність і доцільність використання сучасних пристроїв GPS-навігації у поєднанні з електронними пристроями вимірювання швидкості та часу.

Запропонований метод може бути використаний для встановлення фактичного значення ξ для спеціального самохідного рухомого складу у конкретних умовах руху. З метою встановлення нормативного значення даного показника доцільним є проведення масових досліджень різних типів спеціального самохідного рухомого складу та обробка отриманих даних методами математичної статистики.

Література

1. Сокол Э.Н. Сходы с рельсов и столкновения подвижного состава (Судебная экспертиза. Эле-

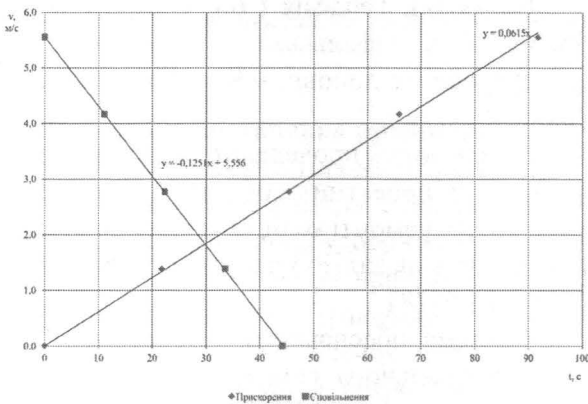


Рис. 1 – Залежність $v(t)$ для мотовоза МТ

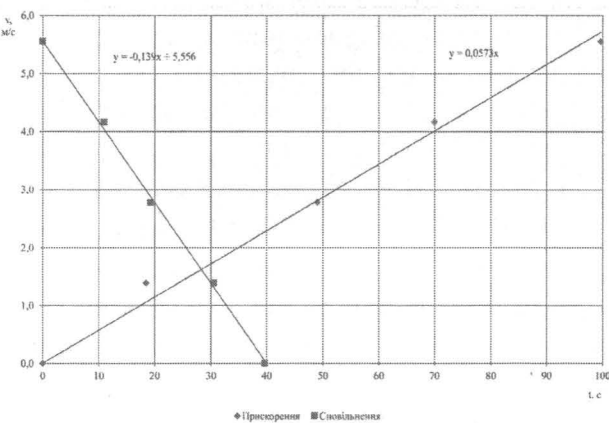


Рис. 2 – Залежність $v(t)$ для дрезини ДГК

менты теории и практики). – К.: Транспорт України, 2004. – 386 с.

2. Кузьмич В.Д., Теория локомотивной тяги: Учебник для вузов ж.-д. транспорта / В.Д. Кузьмич, В.С. Руднев, С.Я. Френкель // Под ред. В.Д. Кузьмича. – М.: «Маршрут», 2005. – 448 с.

3. Правила тяговых расчетов для поездной работы. – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.

4. Осипов С.И. Основы тяги поездов. Учебник для студентов техникумов и колледжей ж.-д. тр-та / Осипов С.И., Осипов С.С. – М.: УМК МПС России, 2000. – 592 с.

5. Гребенюк П.Т. Тяговые расчеты: Справочник. / Гребенюк П.Т., Долганов А.Н., Скворцова А.И. Под ред. П.Т. Гребенюка. – М.: Транспорт, 1987. – 272 с.

6. Шелест П.А. Тяговые расчеты тепловозов промышленного транспорта / Шелест П.А. – М.: Транспорт, 1972. – 160 с.

7. Бабичков А.М. Тяга поездов и тяговые расчеты / Бабичков А.М., Гурский П.А., Новиков А.П. – М.: Транспорт, 1971. – 280 с.

8. Розенфельд В.Е. Теория электрической тяги / В.Е. Розенфельд, И.П. Исаев, Н.Н. Сидоров, М.И. Озеров. Под ред. И.П. Исаева. – М.: Транспорт, 1995. – 294 с.

9. Болжеларський Я.В. Визначення питомого опору руху спеціального самохідного рухомого складу експериментальним методом / Я.В. Болжеларський, С.С. Довганюк, О.С. Набоченко // Зб. наук. праць Української державної академії залізничного транспорту. – Вип. 148. – Ч. 1. – Харків. – 2014 р.

10. David Barney, David Haley, George Nikandros. Calculating train braking distance. Signal and Operational Systems. Queensland Rail [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://srpit.com/confpapers/CRPITV3Barney.pdf>

11. Braking system and performance for freight trains. Railway Group Standart. [Електронний ресурс]. Режим доступу: http://www.rgsonline.co.uk/Railway_Group_Standards/Rolling%20Stock/Railway%20Group%20Standards/GMRT2044%20Iss%204.pdf

12. James R. Loumiet, William G. Jungbauer. Train accident reconstruction and FELA and railroad litigation. Fourth edition – Tucson: Lawyers & Judges Publishing Company, Inc., USA, 2005. – 549 p.

13. Handbuch Das System Bahn. / [Markus Hecht, Eberhard Jansch, Hans Peter Lang u.a.]. – Eurailpress TZ-Verlag & Print GmbH, Roßdorf, 2008. – 680 p.

14. Соломонов С.А. Путьевые машины: Учебник для вузов ж.-д. тр-та / С.А. Соломонов и др. Под ред. С.А. Соломонова. – М.: Желдориздат, 2000. – 756 с.

15. Путьевые машины и механизмы. Отраслевой каталог. 18.3-82. Часть 1. – М.: Центральный научно-исследовательский институт информации и технико-экономических исследований по тяжелому и транспортному машиностроению, 1982. – 87 с.

16. Деркач О.И. Бесступенчатая гидрообъемно-механическая трансмиссия для мотовоза МТ-1: технические требования, расчеты и испытания / О.И. Деркач, И.А. Таран // Вібрації в техніці та технологіях. – №4 (64). – 2011. – С. 12-15.

17. Новак Б.І. Геодезія / Б.І. Новак, Г.О. Полицький, Л.П. Рафальська. – Підручник, 2-не вид. переробл. та доповн. – К.: «Арістей», 2008. – 284 с.

18. Положення з проведення польових, вишукувальних та проектних робіт при модернізації, капітальному ремонті колії та укладанні стрілочних переводів на залізобетонних брусах. – Київ, – 2005 (ЦП/0128).

19. Система обеспечения безопасности движения специального самоходного подвижного состава II категории АЛС-МП. Руководство по эксплуатации. РАСТ1.400.001 РЭ. – 142 с.

20. Система забезпечення безпеки руху спеціального самохідного рухомого складу II категорії АЛС-МП. Технічні умови. ТУ У 31.6-22768546-003-2004. – 124 с.

21. Вайну Я.Я.-Ф. Корреляция рядов динамики / Вайну Я.Я.-Ф.. – М.: Статистика, 1977. – 119 с.