УДК: 629.42.07

https://dx.doi.org/10.36522/2181-9637-2019-2-10

ҲАРАКАТ ТАРКИБИНИНГ ҒИЛДИРАК ЖУФТЛАРИ ЮЗАСИДА ЁРИҚЛАР ПАЙДО БЎЛИШИНИ ЎРГАНИШ ВА ТАҲЛИЛ ҚИЛИШ

Файзибаев Шерзод Собирович
тех.ф.д., профессор, ТошТЙМИ, «Вагонлар ва вагон хўжалиги» кафедраси мудири

Валиев Муҳаммад Шералиевич
тех.ф.н., доцент, ТошТЙМИ, «Электромеханика» факультети декан ўринбосари

Самборская Нелли Алексеевна
«Материалшунослик ва пайвандлаш» лабораториясининг катта илмий ходими

Аннотация. *Ушбу мақолада йўлнинг эгри қисмларида рельсларнинг деталлари ва стрелкали ўтказгичларининг юзаларида зарб ўзаро таъсирини баҳолаш учун моделлар ва аналитик боғликликлар таклиф этилади ва гилдирак юзасини юзага келадиган кучланиш билан йўқ қилиш учун шароит яратилади.*

Таянч тушунчалар: *гилдирак жуфтлиги, бандаж, ўркач, рельс, локомотивнинг экипаж қисми.*

ИССЛЕДОВАНИЕ И АНАЛИЗ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ТРЕЩИН НА ПОВЕРХНОСТИ КОЛЕСНЫХ ПАР ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Файзибаев Шерзод Собирович
д.тех.н., профессор ТашИИТ,
заведующий кафедрой «Вагоны и вагонное хозяйство»

Валиев Мухаммад Шералиевич
к.тех.н., доцент ТашИИТ,
заместитель декана факультета «Электромеханики»

Самборская Нелли Алексеевна
с.н.с. лаборатории «Материаловедение и сварка»

Аннотация. *В данной статье предложены модели и аналитические зависимости для оценки ударных взаимодействий поверхностных слоев материала гребней бандажей с деталями рельсов в кривых участках пути и стрелочных переводов на криволинейных поверхностях контакта и создаются условия для разрушения поверхности колеса возникающими напряжениями.*

Ключевые слова: *колесная пара, бандаж, гребень, рельс, экипаж локомотива*

RESEARCH AND ANALYSIS OF THE ORIGIN OF CRACKS ON THE SURFACE OF ROLLING STOCK WHEEL PAIRS

Fayziev Sherzod Sabirovic
Doctor of technical science, professor. Tashkent railway transport engineering Institute, Head of department «Wagons and rolling stock»

Valiev Mukhammad Sheralievich
PhD., associate professor, Tashkent railway transport engineering Institute, Deputy dean of faculty «Electromechanical»

Samborskaya Nelly Alekseevna
Senior researcher of the laboratory «Materials science and welding»

Annotation. *The article proposes the models and analytical dependences for assessing the impact interactions of the surface layers of the material of the ridges of tyres with the rail parts in curved track sections and turnouts on curved surfaces of contact, which, in turn, create the conditions for the destruction of the wheel surface effected by tensions.*

Key words: *wheel pair, tyre, ridge, rail, locomotive crew.*

Введение

В данной работе сформулированы принципы улучшения условия взаимодействия колес подвижного состава с рельсами. Решения рассмотренных вопросов в настоящее время и в ближайшей перспективе на железнодорожном транспорте позволит обеспечить снижение эксплуатационных расходов, связанных с износом колес подвижного состава, а также создание научных основ моделирования взаимодействия колес подвижного состава, эксплуатируемых АО «Ўзбекистон темир йўллари».

В статье использованы теоретические методы теории колебаний, контактных напряжений, в частных производных. Для решения уравнений использовались методы осреднения по Бубнову-Галеркина и операционного исчисления по Карсону-Хависайда.

Предложены модели квазистатического нагружения поверхностей контакта колес локомотивов при взаимодействии с рельсами железнодорожного пути. Варианты этих моделей представлены изолированными от основного материала плотноупакованными стержнями постоянного и переменного сечения, импульсивно нагружаемыми от колес локомотива. Для описания упругих деформаций сжатия и сдвига материала этих моделей использовались уравнения в частных производных. Проведена расчетная оценка этих деформаций и напряжений в сопоставлении с получаемыми по формулам теории контактных напряжений. Показано, что при квазистатическом нагружении материала моделей напряжения в них достигают глубины 8-12 мм, а при импульсном динамическом нагружении такая глубина составляет 22,2-25,7мм. Расчетные напряжения в материале моделей, определенные на основе методов теории колебаний, оказываются большими по сравнению с определяемыми по формулам теории контактных напряжений.

Основная часть

Ранее полученные данные показывают возможность превышения пределов прочности материала бандажей колесных пар при росте температур $T_м$ свыше 300 ^{0}C. Через поверхность гребней бандажей подводится около 40% тепловой мощности $N_т$. Это объясняется тем, что периметр поверхности гребня бандажа в радиальном сечении, проходящем через ось вращения колесной пары

$n_Г = \pi r_Г + 30 = \pi \cdot 15 + 30 = 77\,мм$, сопоставим с шириной поверхности катания n_k=140-30=110мм, к которым подводится тепловая мощность $N_т$ при торможении колесных пар подвижного состава. Введём допущение о разделении мощности $N_т$ на две составляющие $N_Г$ и $N_К$, подводимые к поверхности гребня и катания бандажа по рельсам пропорциональные отношением [1]:

$$N_Г = N_T \frac{n_Г}{n_Г + n_K} = \frac{77 N_T}{77 + 110} \approx 0{,}41 N_T, \qquad (1)$$

поэтому NK =0,59 NT.

Введём допущение в форме модели гребня бандажа в виде кольца толщиной $z_г$=25мм, шириной $в_г$=30мм и длиной $\ell_Г = 2\pi R_Г$ при $R_г$=R_1+$z_г$.

Для примера принимаем R_1=515мм, $R_г$=540мм и определим вес материала кольца гребня бандажа:

$$G_Г = 2\pi R_Г в_Г Z_Г \gamma_Г \approx 2\pi 0{,}54 \cdot 0{,}03 \cdot 0{,}025 \cdot 7860 = 20кг$$

Используя модель теплопередачи мощности $N_г$ от тормозной коробки через поверхность $F_Г = 2\pi R_Г B_Г$ гребня бандажа к такой же поверхности основного материала бандажа. Используем функцию прироста температуры $T_г(t,z)$, где t=0-$t_Т$ продолжительность цикла торможения колеса, z – расстояние от поверхности радиуса $R_г$ до слоя внутри материала модели гребня бандажа; диапазон изменения $z = 0 \div z_Г$. Для такой модели используем уравнение теплопроводности в виде:

$$C_Г F_Г \gamma_Г \frac{\partial T_Г}{\partial t} - K_Г F_Г \frac{\partial^2 T_Г}{\partial z^2} = \frac{N_Г}{2\pi R_Г}, \quad (2)$$

которое приводим к виду

$$\frac{\partial T_Г}{\partial t} - \frac{K_Г}{C_Г \gamma_Г} \frac{\partial^2 T_Г}{\partial z^2} = \frac{N_Г}{G_Г C_Г}. \quad (3)$$

Для решения последнего уравнения используем функцию

$$T_Г(t,z) = T_Г(t) T_Г(z) = T_Г(t)\left(1 - \frac{z^2}{z_Г^2}\right), \quad (4)$$

которая в слое z=0 соответствует приросту максимальной температуры $T_Г(t)$ внутри модели, а в слое $z=z_Г$ на поверхности радиуса R_1 – $T_Г(z)=0$.

Используем $\frac{\partial^2 T_Г(t,z)}{\partial z^2} = -\frac{2T_Г(t)}{z^2{}_Г}$ для уравнения (3) и получим

$$\frac{\partial T_Г(t)}{\partial t} + \psi_Г T_Г(t) = \frac{N_Г}{G_Г C_Г}, \quad (5)$$

где $\psi_Г = \frac{2K_Г}{C_Г \gamma_Г z_Г^2}$.

Частное решение этого уравнение для начальных условий $T_Г(0)=0$ при t =0, полученное методом операционного исчисления, имеет вид

$$T_Г(t) = \frac{N_Г}{G_Г C_Г \psi_Г}\left(1 - \ell^{-\psi_Г t}\right) = \frac{N_Г \gamma_Г z^2{}_Г}{2G_Г K_Г}\left(1 - \ell^{-\psi_Г t}\right). \quad (6)$$

Выполним пример расчета этой температуры для условий начальной скорости торможения V=100км/ч при K=8,5тс, когда $N_Т$=50,64 ккал/с, $N_Г$ =0,41 $N_Т$=20,8 ккал/с, $t_Т$=40с, $C_Г$=0,114 ккал/кг ^{0}с и $K_Г$=40,7 ккал/м ч^0 с при $T_г$ до 200^{0}C , $G_г$ =20кг, $\gamma_Г = 7860\ кг/м^3$, z_1=0,025 м. При этих данных получим

$$\psi_Г = \frac{2 \cdot 40{,}7}{0{,}114 \cdot 7860 \cdot 0{,}025^2} = 145{,}4\frac{1}{ч}$$

$$\psi_Г t_Т = 145{,}4\frac{40}{3600} = 1{,}616,\ \ell^{-\psi_Г t_Т} = 0{,}199$$

$$T_Г(t_Т) = \frac{20{,}8 \cdot 3600 \cdot 7860 \cdot 0{,}025^2}{2 \cdot 20 \cdot 40{,}7}(1 - 0{,}199) = 181^0 C.$$

В интервале времени между очередными циклами торможений интенсивность снижения температуры только для материала модели гребня бандажа будет характеризоваться функцией $T_Г e^{-\psi_г t_0}$ и через интервал времени $t_0 = 60c$ до следующего цикла торможения составит $T_Г e^{-\psi_г t_0} = T_Г e^{-2{,}42} \approx 0{,}09 T_Г$

С учетом температуры окружающего воздуха в условиях АЖ «Узбекистон темир йуллари» и расчетов принимаем среднее значение $T_Г = 200^\circ C$.

Для оценки температурных напряжений в материале гребней бандажей от $T_Г(t,z)$ используем модель упругого стержня длиной $\ell_Г = 2\pi R_Г$ и сечением $F_U = в_Г z_Г$, нагружаемого по длине $\ell = 0 \div \ell_Г$ с интенсивностью температурных деформаций $\frac{\alpha T_Г F_U E}{\ell_Г}\left(1 - \frac{z^2}{z_Г^2}\right)$, идентичной с функцией температуры нагревания слоев модели. Для такой модели используем функцию упругого стержня слоев модели $U(z,\ell)$ при условии стационарных функций температуры, не зависящих от времени процесса. Для такой модели используем приближенное уравнение [2]:

$$\frac{\partial^2 U(z,\ell)}{\partial \ell^2} = \frac{\alpha T_Г}{\ell_Г}\left(1 - \frac{z^2}{z_г^2}\right). \quad (7)$$

частное решение которого получим в виде

$$U(\ell, z) = U(\ell)\left(1 - \frac{z^2}{z_Г^2}\right) \quad (8)$$

В этом случае из (7) $\frac{d^2 U(\ell)}{d\ell^2} = \frac{\alpha T_Г}{\ell_Г}$,

это уравнение интегрируем дважды:

$$\frac{dU(\ell)}{d\ell} = \frac{\alpha T_Г}{\ell_Г}\ell + \dot{U}_0, U(\ell) = \frac{\alpha T_Г}{2\ell_Г}\ell^2 + \dot{U}_0\,\ell + U_0$$

Для определения U_0 и U_0 используем краевые условия, учитывающие кольцевую форму модели гребня бандажа

$$\frac{dU(0)}{d\ell} = \dot{U}_0 = -\frac{dU(\ell_Г)}{d\ell} = -\frac{\alpha T_Г}{\ell_Г}\ell_Г - \dot{U}_0,$$

а $$\dot{U}_0 = -\frac{\alpha T_Г}{2} \ldots\ldots \qquad (9)$$

$$U(0) = U_0 = U(\ell_Г) = \frac{\alpha T_Г}{2в_Г}\ell^2_Г - \frac{\alpha T_Г}{2}\ell_Г + \dot{U}_0,$$

откуда $U_0=0$. Теперь уточняем решение уравнения

$$U(\ell) = \frac{\alpha T_Г}{2}\left(\frac{\ell^2}{\ell_Г} - \ell\right)\ldots. \qquad (10)$$

Производную

$$\frac{dU(\ell)}{d\ell} = \alpha T_Г\left(\frac{\ell}{\ell_Г} - 0{,}5\right)$$ и функцию

напряжений в материале модели гребня бандажа

$$\sigma_Г(\ell, z) = \alpha T_Г E\left(\frac{\ell}{\ell_Г} - 0{,}5\right)\left(1 - \frac{z}{z_r^2}\right). \quad (11)$$

Полученное решение показывает диапазон колебаний напряжений сжатия – растяжения в пределах [3]:

$$\pm\sigma_r(\ell) = \pm\frac{\alpha T_Г E}{2}\left(1 - \frac{z}{z_r^2}\right)$$ при

максимальных значениях таких напряжений в поверхностном слое гребня бандажа на окружности радиуса

$$R_r - \sigma_{гм} = \pm\frac{\lambda T_Г E}{2}. \qquad (12)$$

Если принять значение $T_Г=200^0$ с

$\lambda = 1{,}235\times10^{-5}\frac{1}{градус}$ и $E=2{,}1\times10^{11}\,Па$,

то $\sigma_{ГМ} = \pm\frac{1{,}235\times2\times2{,}1}{2}10^8 = \pm259 Мпа$.

Полученное напряжение должно суммироваться с напряжениями, которые достигаются от нагревания основного материала бандажа. Такое положение обусловлено тем, что напряжение $\sigma_{ГМ}$ является следствием превышения температуры на $T_Г$ у слоев модели гребня бандажа z=0 и $z=z_r$.

Проанализируем уточненные данные о пределах прочности материала бандажа, представленные в виде графиков (рис. 1) на основании данных [1, 2, 3 ,4] для сталей, близких к Ст.60 и сталей типа Ст.3, Ст.15л. На основании этих результатов можно принимать значения пределов прочности:

– для не закаленных сталей Ст.60 в диапазоне температур их нагреваний до 500^0с

$\sigma_в = 80 \div 90\,кг/мм^2$, $\sigma_T \approx 40\,кг/мм^2$;

– для закаленных и упрочненных контактными давлениями и температурными циклами торможений бандажей колесных пар локомотивов в диапазоне температур до 500^0с значения σ_B могут повышаться до 150 $кг/мм^2$; при температуре нагревания материала Ст.60 до $\approx 370^0$С (т.Б по рис. 1) у этих сталей видна тенденция к увеличению предела текучести до 125 $кг/мм^2$;

– у малоуглеродистых сталей типа Ст.3, Ст.15л наблюдается подобная тенденция увеличения предела прочности $\delta_в$ с 40 $кг/мм^2$ до 60 $кг/мм$ при температуре нагревания около 190^0С (т. А рис. 1);

– при нагревании в зоне температур $(500\text{-}570)^0$ С для материала Ст. 60 характерна зона пластического течения ЗТ (заштрихована на рис. 1) по-видимому, случаи проворота бандажей относительно колесных пар, наблюдаемые в условиях эксплуатации, вызываются нагреваниями их материала свыше 500^0С, – для сталей типа Ст.3-Ст. 15л подобная зона пластического течения наблюдается при температурах свыше 600^0С [4].

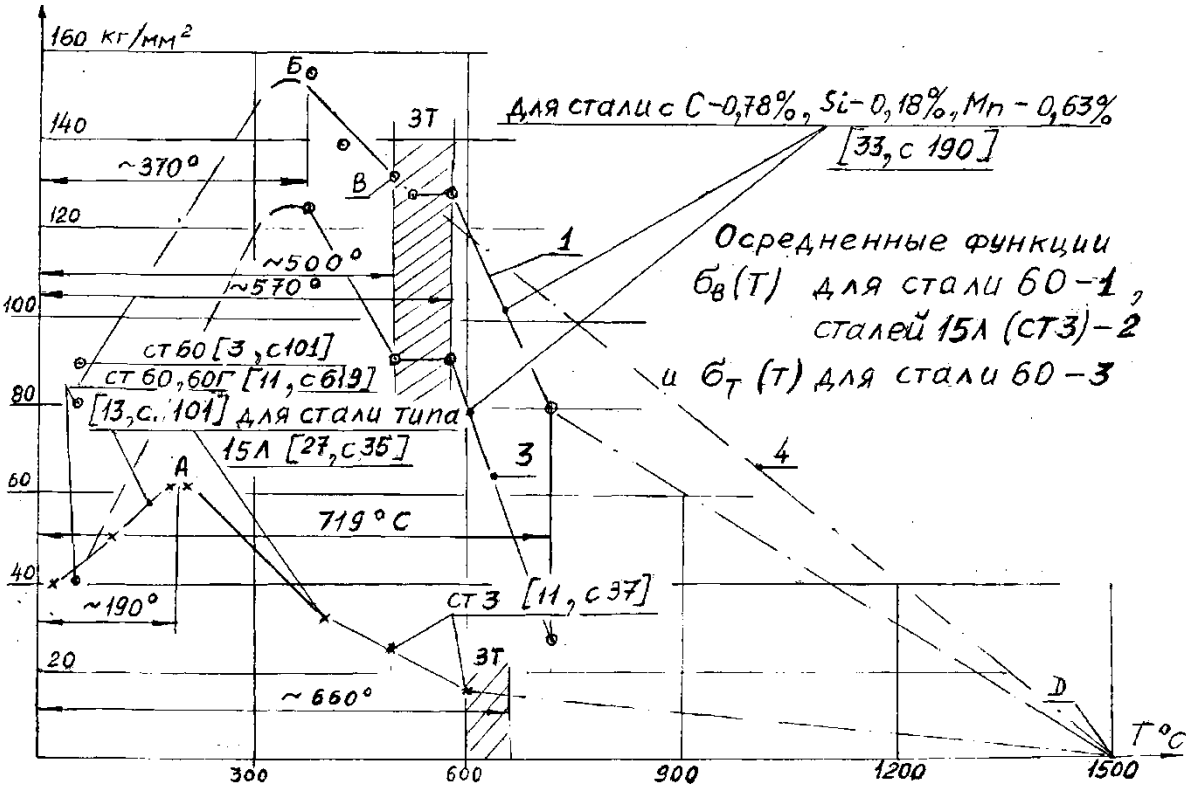

Рис.1. Данные о пределах прочности материала бандажа

На основании рис 1 для расчетов напряжений в глубинных слоях бандажей, например, на выносливость (усталостную прочность), в п.6.4 рекомендуется использовать $\sigma_в \approx 90\,кг/\ мм^2$ при $\sigma_Т = 40\,кг/\ мм^2$ и $\sigma_{-1} \approx 40\,кг/\ мм^2$ У рельсовой стали согласно [1, 2], длительный предел контактной выносливости при действии только нормальной нагрузки близок к 900 Мпа. Для расчета поверхностных слоев бандажей, перекатывающихся по рельсам, на воздействие температурных напряжений рекомендуется использовать значение

$\sigma_в \approx 150\,кг/\ мм^2$ при $\sigma_Т \approx 120\,кг/\ мм^2$.

При совместном учете данных напряжений $\sigma_{ГМ}$ в материале гребней бандажей при их нагревании до 300° С могут достигаться напряжения[5].

$$\sigma_{ео} + \sigma_{1Г} + \sigma_{ГМ} \approx 1540 \div 1620\,МПа,$$

превышающие предел прочности $\sigma_в$ При явлениях соударений гребней бандажей (нагретых до температуры $\approx 300^0\,С$) с остряками стрелочных переводов создаются условия для образования групп трещин на поверхностях этих гребней.

Проведем расчетный анализ явления соударения поверхности гребня бандажа с плоской поверхностью остряка стрелочного перевода. Модель этого явления представим в следующем виде.

Считаем, что гребень бандажа вблизи цилиндрической поверхности радиуса $R_Г$ и *в* плоскости, проходящей через ось вращения колёсной пары, имеет радиус поверхности контакта $r_Г$. Соударяющаяся с гребнем поверхности рельса (стрелочного перевода) плоская. Для такой модели, согласно [3], максимальные контактные напряжение можно определить по формуле:

$$\sigma_{кг} = 0{,}245 n_p \sqrt[3]{P_y E^2 \left(\frac{R_г + r_Г}{R_Г \times r_Г}\right)^2}, \quad (13)$$

где P_y - усилие удара, n_p - коэффициент, зависящий от отношения $r_г$; $R_г$, определяемый по таблице 1.

Для последующих расчётов принимаем силу P_y удара от статической нагрузки колеса на рельс $P_y = 10{,}75$тс до 4тс [1, 3], $R_г = 515 мм$ (соответствует средней толщине бандажа $z_k = 55 мм$) и изменяющиеся радиусы кривизны поверхности гребня $r_г$ от 14,5 мм [5,с102] до ∞ (плоское поверхности на вершине гребня). Результаты расчётов $\sigma_{КГ}$ сведены в табл. 1. Сюда же сведены максимальные напряжение растяжения $\sigma_{иг} = \psi\sigma_{кг}$ в поверхностных слоях гребней бандажей, которые возникают при соударениях с деталями стрелочных переводов [6].

Таблица 1

Расчётные параметры контактного нагружения поверхностей гребней бандажей тепловозов типа UzTE16M при ударных взаимодействиях с деталями стрелочных переводов

	$P_y \times 10^{-3}$ кг	Радиус $r_г [мм]$ при $R_г$=545мм						
		10	14,5	23,5	34	50	1000	16029
$r_г$; $R_г$		0,0183	0,026	0,0431	0,0624	0,0917	0,545	0,034
n_p		0,576	0,615	0,676	0,724	0,777	0,9805	0,6467
$\sigma_{КГ}$ Мпа	10,75	5071	4412	3422	2956	2451	793	416
	8,0	4594	3997	3100	2678	2221	718	377
	6,0	4173	3631	2816	2433	2017	653	342
	4,0	3647	3172	2460	2125	1762	570	299
$\sigma_{ИГ}$ *МПа*	10,75	1521	1324	1027	887	735	238	125
	8,0	1378	1199	930	603	666	215	113
	6,0	1252	1089	845	730	605	196	103
	4,0	1094	952	738	638	529	171	89,7

На основании данных табл. 1 можно заключить, что при ударных взаимодействиях с деталями рельсов в кривых участках пути и стрелочных переводов на криволинейных поверхностях контакта гребней бандажей с радиусами кривизны rг<50 мм достигаются контактные напряжения, превышающие предел прочности ($\sigma_в \approx 900$ МПа), а при rг<23,5 мм создаются условия для разрушения напряжениями растяжения поверхностных слоев материала гребней бандажей. Поэтому для условий эксплуатации локомотивов можно считать возможными аварийные разрушения гребней бандажей, проявляющиеся в виде групп поверхностных трещин.

Выводы

На основании результатов исследований получены научные обобщения динамических явлений при квазистатическом и динамическом нагружении материала бандажей колесных пар локомотивов. В результате исследований обоснована модель колебаний идеального экипажа локомотива при движении в кривых участках упругого рельсового пути. Для этой модели использованы системы уравнений в частных производных связанных колебаний

подергивания, откоса и виляния экипажа с распределенными параметрами внутри упругой рельсовой колеи. Для этой системы разработана методика решений однородных и неоднородных уравнений, выполнены примеры численных расчетов параметров силового нагружения и колебаний упругого рельсового пути от движущегося экипажа электровоза в кривой. Предложена методика определения температурных напряжений в материале бандажей, использующая аналитические зависимости расчета толстостенных цилиндров, на материал которых воздействует стационарное тепловое поле. Обоснованна теплофизическая модель наплавочного процесса поверхности катания бандажа колесной пары, для которого использовано уравнение теплопроводности, учитывающее наличие трех тепловых потоков и варианты функций форм температурных полей и времени процесса наплавки. Выполнены варианты численных решений этого уравнения.

Источники и литература

1. Шахунянц Г.М. Железнодорожный путь // Раздел 1.5. – М.: Транспорт, 1987. – С. 217-336.

2. Бирюков И.В. Механическая часть тягового подвижного состава // М.: Транспорт, 1992. – С. 440.

3. Иванов В.И. Конструкция и динамика тепловозов // М.: Транспорт, 1976. – С. 431.

4. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – Киев.: Наукова думка, 1975. – С. 704.

5. Справочник по электроподвижному составу, тепловозам и дизель поездам. Т.1. Под ред. А.Н. Тищенко. М.: Транспорт, 1976. – С. 431.

6. Решетов Д.Н. Детали машин // – М.: Машиностроение, 1974. – С. 655.

Рецензент:
С.Ф. Амиров, д.тех.н., проф., Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта