



Срок службы локомотива с учетом оценки усталостной прочности



Павел ГРИГОРЬЕВ

Pavel S. GRIGORIEV

Assessment of Locomotive Service Life Based on Evaluation of Fatigue Strength

(текст статьи на англ. яз. – English text of the article – p. 76)

На основе примененного подхода был оценен ориентировочный срок службы маневрового локомотива ТГК2 на примере расчета несущей детали. Используя данные о ежесуточном пробеге, была построена зависимость, показывающая как интенсивность эксплуатации локомотива оказывает влияние на его работоспособность, время функциональной готовности до возникновения в несущей конструкции усталостных повреждений.

Ключевые слова: железная дорога, маневровый локомотив, срок службы, несущая конструкция, усталостная прочность, остаточный ресурс.

Григорьев Павел Сергеевич – аспирант кафедры «Электропоезда и локомотивы» Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ), Москва, Россия.

Транспортные цехи промышленных предприятий обычно располагают подвижным составом с длительным сроком эксплуатации, но в связи с недогрузкой производственных процессов этот подвижной состав чаще всего имеет низкую интенсивность использования. Поэтому его собственники не стремятся к обновлению существующего парка, а лишь ищут способы ещё больше продлить сроки службы техники.

Есть немало приемов расчетной оценки продолжительности срока службы. Обычно они перегружены сложными вычислениями, требующими большого объема исходной информации. В качестве примера можно обратиться к работе [1], где в соответствии с Европейским стандартом EN13749, и с немалыми затратами трудовых ресурсов выполнена оценка сопротивлению усталости несущего узла локомотива.

Чтобы облегчить решение подобной задачи, желательно иметь метод экспресс-оценки остаточного ресурса несущих узлов подвижного состава.

В работе [2] приведены результаты расчетов напряженно-деформированного состояния несущей рамы маневрового

локомотива ТГК2. Была построена геометрическая модель с использованием программного комплекса SolidWorks. В соответствии с требованиями действующих норм [3] рама локомотива рассчитывалась на воздействие следующих нагрузок:

- а) вертикальной статической;
 - б) динамической вертикальной, определенной умножением силы тяжести обрессоренной массы на коэффициент вертикальной динамики (по опыту расчетов и испытаний он был принят равным 0,4);
 - в) динамической продольной силы, определенной умножением силы тяжести обрессоренной массы на коэффициент горизонтальной динамики; при этом инерция вращающихся частей согласно нормам оценивалась с учетом увеличения обрессоренной массы тележки на 40% [3], коэффициент горизонтальной динамики принят равным 0,4;
 - г) горизонтальной рамной силы при движении в прямом участке пути (в расчете – 7,2 тс);
 - д) при трогании с максимальной силой тяги 10,5 тс;
 - е) при длительной тяге (7,2 тс);
 - ж) при соударении с ускорением 3 g.
- Расчет учитывал два режима [2]:

- а) режим 1 – включающий нагружение силами тяжести брутто и максимальной силой тяги при трогании локомотива с места;
- б) режим 2 – отражающий воздействие нагрузок, возникающих при движении с конструкционной скоростью.

Проведенные расчеты главной рамы тепловоза позволили сделать вывод, что она в целом обладает достаточной прочностью и сопротивлением усталости. Коэффициенты запаса сопротивления усталости – не менее 2.

Целесообразным представлялось выполнить подобный расчет с учетом пробега локомотива, соответствующего его среднесуточному значению. По среднесуточному пробегу можно определить число циклов динамических воздействий на несущий узел. Это число берет во внимание воздействие наибольших динамических нагрузок. Естественно, что они будут возникать при проходе подвижным составом стыковых неровностей пути. Обозначим среднесуточный пробег l , а принимаемую

в расчетах длину рельсового звена $L_p=12,5$ м. Тогда суточное число циклов будет составлять

$$N = \frac{l}{L_p},$$

а в год –

$$N_{\text{год}} = \frac{l}{L_p} \cdot 365 \cdot$$

Амплитуду динамических воздействий определим, воспользовавшись понятием коэффициента вертикальной динамики, который согласно нормам [3] находится по формуле:

$$K_d = \left(\frac{0,006}{f_{\text{ст}}} - 0,007 \right) \cdot \sqrt{v},$$

где $f_{\text{ст}}$ – статический прогиб, м; v – конструкционная скорость, м/с.

Кроме того, необходимо знать статическую нагрузку, приходящуюся на рассма-

Число циклов за год

$L_{\text{сутки}} := 45000, 50000 \dots 200000$

$L_{\text{рельса}} := 12.5$

$N_{\text{день}}(L_{\text{сутки}}) := \frac{L_{\text{сутки}}}{L_{\text{рельса}}}$

$N_{\text{год}}(L_{\text{сутки}}) := \frac{L_{\text{сутки}}}{L_{\text{рельса}}} \cdot 365$

Коэффициент динамики

$F_{\text{ст}} := 0.06$

$v_{\text{km}} := 35$

$v := \frac{v_{\text{km}} \cdot 1000}{3600}$

$K_d := \left(\frac{0.006}{F_{\text{ст}}} - 0.007 \right) \cdot \sqrt{v}$

$K_d = 0.29$

Рис. 1. Число циклов за год. Вид программы, реализованной в среде MathCad.





Рис. 2. Число циклов до разрушения. Вид программы, реализованной в среде MathCad.

Число циклов до разрушения

$$\sigma_{\text{ст}} := 79.5$$

$$m := 8$$

$$\sigma_r := \sigma_{\text{ст}} + \sigma_{\text{ст}} \cdot K_d = 102.553$$

$$\sigma_1 := 280$$

$$\beta_\sigma := 0.44$$

$$k_\sigma := 1.9$$

$$\sigma_d := \frac{\sigma_1 \cdot \beta_\sigma}{k_\sigma} = 64.842$$

$$R := \frac{\sigma_{\text{ст}} - \sigma_{\text{ст}} \cdot K_d}{\sigma_{\text{ст}} + \sigma_{\text{ст}} \cdot K_d} = 0.55$$

$$N_6 := 10^7$$

$$\psi := 0.3$$

$$N := \frac{N_6}{\left[\frac{\sigma_r}{\sigma_d \cdot 2} \cdot [(1 - R) + \psi \cdot (1 + R)] \right]^m} = 1.334 \times 10^8$$

Срок службы, лет

$$T(L_{\text{сутки}}) := \frac{N}{\frac{L_{\text{сутки}}}{L_{\text{рельса}}} \cdot 365}$$

триваемый несущий узел. В ориентировочных расчетах усталостной прочности можно воспользоваться формулой, взятой из [4]:

$$N = \frac{N_6}{\left[\frac{\sigma_r}{\sigma_d \cdot 2} \cdot [(1 - R) + \psi \cdot (1 + R)] \right]^m},$$

где N_6 – базовое число циклов до разрушения, равное 10^7 ;

N – число циклов работы детали до разрушения;

σ_r – максимальные напряжения цикла суммирования напряжений от статической нагрузки (средние напряжения цикла) с динамическими напряжениями:

$$\sigma_r = \sigma_{\text{ст}} \cdot (1 + K_d);$$

σ_d – предел усталостной прочности детали, который определяется как предел усталости σ_1 образца, изготовленного из материала детали, с учетом коэффициента концентрации K_σ и коэффициента влияния формы детали на предел усталости;

R – коэффициент асимметрии цикла:

$$R = \frac{\sigma_{\text{ст}} \cdot (1 - K_d)}{\sigma_{\text{ст}} \cdot (1 + K_d)};$$

ψ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии нагружения;

m – показатель степени кривой усталости.

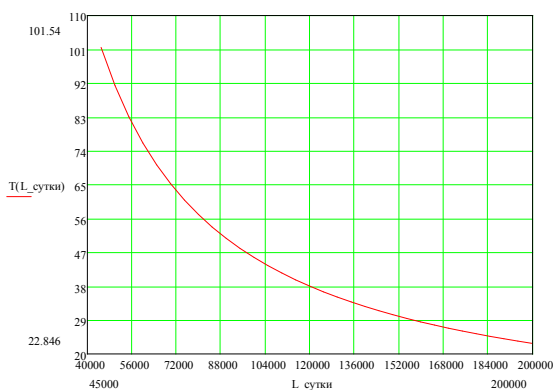


Рис. 3. График зависимости срока службы локомотива от ежедневного пробега.

Числовые значения величин заимствованы из примера расчета на усталость рамы локомотива, приведенных в [5].

Срок службы в годах находится по формуле:

$$T = \frac{N}{N_{\text{год}}}.$$

В среде MathCad была составлена программа, реализующая рассмотренный алгоритм расчета, она представлена на рис. 1 и 2.

Отраженные на графике результаты расчетов, в которых фигурировала рама маневрового локомотива – базовый несущий узел, а затем определялись зависимости срока службы локомотива (тепловоза) от ежедневного его пробега, показаны на рис. 3.

По результатам расчета (рис. 1) видно, что при среднем ежедневном пробеге локомотива 200 км срок его эксплуатации до возникновения в несущей конструкции усталостных повреждений составляет около 25 лет. При этом, как показывает практика, среднесуточный пробег маневрового локомотива в реальности не превышает 80 км. Таким образом, можно утверждать, что безопасная эксплуатация отдельно взятых тяговых машин такого типа возможна до 50 лет и более. Это подтверждается опытом эксплуатации, свидетельствующим об отсутствии усталостных трещин в рамах локомотивов ТГК2.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предлагаемый подход позволяет, используя минимальное количество исход-

ной информации, рационально выполнять оценку остаточного ресурса несущей конструкции маневрового локомотива, дает возможность снизить временные и трудовые затраты на выполнение научно-исследовательских работ, необходимых для комплексного обоснования решений о модернизации и продлении срока службы подвижного состава.

ЛИТЕРАТУРА

1. Analyzing a bogie frame behavior by using the experimental method and Ansys simulations / Yahia Zakaria // UPB Scientific Bulletin, Series D, Vol. 76, 2014, № 4, pp. 149–164.
2. Григорьев П. С. Оценка безопасности эксплуатации рамы маневрового локомотива ТГК2 по остаточному ресурсу // Труды МИИТ: Четырнадцатая научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». – М., 2013. – С. III-5.
3. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. – М.: ВНИИЖТ, 1998. – 145 с.
4. Живейнов Н. Н., Карасев Г. Н., Цвей И. Ю. Строительная механика и металлоконструкции строительных и дорожных машин: Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – 280 с.
5. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность: Справочное пособие / С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
6. «Технический регламент ТС «О безопасности железнодорожного подвижного состава» (ТР ТС 001/2011)» // Решение Комиссии Таможенного союза от 15 июля 2011 г. № 170.
7. Stress Testing of a New North American Passenger Locomotive Truck Frame in Accordance With International Union of Railways (UIC) Code / Luke A. Morscheck, John J. Roller // Joint Rail Conference. – Knoxville, Tennessee, USA. – 2013. Paper No. JRC2013-2426, pp. V001T02A003; 7 pages.
8. UIC Code 615-4, Motive Power Units – Bogies and Running Gear-Bogie Frame Structure Strength Test // International Union of Railways. – Paris, 1994.

Координаты автора: **Григорьев П. С.** – grigorev.p@gmail.com.

Статья поступила в редакцию 13.11.2014, актуализирована 01.09.2015, принята к публикации 11.03.2015 / 03.09.2015.



ASSESSMENT OF LOCOMOTIVE SERVICE LIFE BASED ON EVALUATION OF FATIGUE STRENGTH

Grigoriev, Pavel S., Moscow State University of Railway Engineering (MIIT), Moscow, Russia.

ABSTRACT

Using data on daily run, dependence was constructed, showing how the intensity of locomotive's operation influences its performance, the time of operational

readiness prior to emergence of fatigue damage in the bearing structure. On the basis of applied approach tentative lifetime of TKG2 shunting locomotive was assessed using an example of a calculation of a bearing part.

Keywords: railway, shunting locomotive, service life, bearing structure, fatigue strength, residual life.

Background. Transport shops of industrial enterprises usually have rolling stock with long term operation, but due to underload of production processes that rolling stock often has a low intensity of use. Therefore, its owners do not seek renewal of the existing fleet, and just look for ways to further extend the life of equipment.

There are many methods of accounting estimate of service life. They are usually over-worked with complex calculations that require a large amount of background information. As an example, we can refer to [1], where, in accordance with European standard EN13749, using a large amount of background information

and human resources, fatigue resistance of locomotive's bearing unit has been estimated.

And therefore, it is desirable to have a rapid assessment to determine the residual life of bearing units of rolling stock.

Objective. The objective of the authors is to study service life of a locomotive with the help of fatigue strength assessment and to suggest rapid assessment method.

Methods. The author uses general scientific and engineering method, simulation, modeling, comparative analysis.

Results. In [2] the results of calculations of the stress-strain state of the bearing frame of TKG2 shunting locomotive are given. A geometric model was built using software SolidWorks. In accordance with the requirements of existing rules [3] frame of the locomotive was calculated regarding the impact of following loads:

a) vertical static;

b) dynamic vertical determined by multiplying the gravity of sprung weight by a factor of vertical dynamics (by the experience of calculations and tests it has been assumed to be 0,4);

c) dynamic longitudinal force, determined by multiplying the force of gravity on sprung weight by a ratio of horizontal dynamics; with the inertia of rotating parts in accordance with the standards was assessed taking into account the increase in sprung weight of a bogie by 40% [3], the ratio of horizontal dynamics is assumed to be 0,4;

d) horizontal frame force when driving along a straight section of the track (in the calculation – 7,2 tf);

e) when starting with a maximum pulling force of 10,5 tf;

f) in the long traction (7,2 tf);

g) in the collision with the acceleration of 3 g.

The calculation took into account two modes [2]:

a) **Mode 1** – including loading with forces of gravity gross and maximum traction when starting from standstill of the locomotive;

b) **Mode 2** – reflecting the impact of loads, arising when driving at design speed.

The calculations of the main frame of the locomotive have concluded that in general, it has sufficient strength and fatigue resistance. Safety factor of fatigue resistance is not less than 2.

It seemed appropriate to carry out such a calculation taking into account the mileage of the locomotive, corresponding to its average daily value. On the average daily mileage it is possible to determine the number of cycles of dynamic effects on the bearing unit. This num-

Number of cycles per year

$$L_{24 \text{ hours}} := 45000, 50000 \dots 200000$$

$$L_{\text{rail}} := 12.5$$

$$N_{\text{day}}(L_{24 \text{ hours}}) := \frac{L_{24 \text{ hours}}}{L_{\text{rail}}}$$

$$N_{\text{year}}(L_{24 \text{ hours}}) := \frac{L_{24 \text{ hours}} \cdot 365}{L_{\text{rail}}}$$

Dynamics coefficients

$$F_{\text{st}} := 0.06$$

$$v_{\text{km}} := 35$$

$$v := \frac{v_{\text{km}} \cdot 1000}{3600}$$

$$K_d := \left(\frac{0.006}{F_{\text{st}}} - 0.007 \right) \cdot \sqrt{v}$$

$$K_d = 0.29$$

Fig. 1. The number of cycles per year. Type of program implemented in the environment MathCad.

ber takes into account the impact of the largest dynamic loads. Naturally, they will occur during the passage of rolling stock across butt unevenness of tracks. Let's denote average daily run as l , and take the length of the rail link $L_r = 12,5$ m. Then the daily number of cycles will be

$$N = \frac{l}{L_r},$$

and per year –

$$N_{\text{year}} = \frac{l}{L_r} \cdot 365.$$

The amplitude of dynamic effects we define using the notion of coefficient of vertical dynamics, which according to the rules [3] is given by:

$$K_d = \left(\frac{0,006}{f_{st}} - 0,007 \right) \cdot \sqrt{v},$$

where f_{st} is static deflection, m ; v is design speed, m/s .

In addition, it is necessary to know static load on the considered bearing unit. In approximate calculation of fatigue strength it is possible to use the formula, taken from [4]:

$$N = \frac{N_b}{\left[\frac{\sigma_r}{\sigma_p} \cdot 2 \cdot [(1-P) + \psi \cdot (1+P)] \right]^m},$$

where N_b is a basic number of cycles prior to failure, equal to 10^7 ;

N is a number of cycles of a part's operation prior to failure;

σ_p is maximum voltage of cycle of summation of stresses from static load (medium voltage of cycle) with dynamic voltage:

$$\sigma_r = \sigma_{st} \cdot (1 + K_d);$$

σ_p is limit of fatigue strength of the part, which is defined as the fatigue limit σ_{-1} of the sample made of the material of the part items, taking into account the concentration factor K_σ and the factor of influence of the part's shape on the fatigue limit;

R is cycle asymmetry factor:

$$P = \frac{\sigma_{st} \cdot (1 - K_d)}{\sigma_{st} \cdot (1 + K_d)};$$

ψ is coefficient of sensitivity of material to asymmetry of loading;

m is exponent of the fatigue curve.

The numerical values are taken from the example of the calculation of the fatigue of the locomotive frame, given in [5].

Service life in years is given by:

$$T = \frac{N}{N_{\text{year}}}.$$

In MathCad environment was compiled a program that implements the considered calculation algorithm, it is shown in Pic. 1 and 2.

Reflected on the chart the results of calculations in which was mentioned frame of shunting locomotive – basic bearing unit and then determined dependencies of locomotive's service life on its daily run were determined, are shown in Pic. 3.

Number of cycles to failure

$$\sigma_{st} := 79.5$$

$$\frac{m}{\text{mm}} := 8$$

$$\sigma_r := \sigma_{st} + \sigma_{st} \cdot K_d = 102.553$$

$$\sigma_{-1} := 280$$

$$\beta_\sigma := 0.44$$

$$k_\sigma := 1.9$$

$$\sigma_{-p} := \frac{\sigma_{-1} \cdot \beta_\sigma}{k_\sigma} = 64.842$$

$$\frac{R}{\text{mm}} := \frac{\sigma_{st} - \sigma_{st} \cdot K_d}{\sigma_{st} + \sigma_{st} \cdot K_d} = 0.55$$

$$N_b := 10^7$$

$$\psi := 0.3$$

$$\frac{N}{\text{mm}} := \frac{N_b}{\left[\frac{\sigma_r}{\sigma_{-p}} \cdot 2 \cdot [(1-R) + \psi \cdot (1+R)] \right]^m} = 1.334 \times 10^8$$

Service life, years

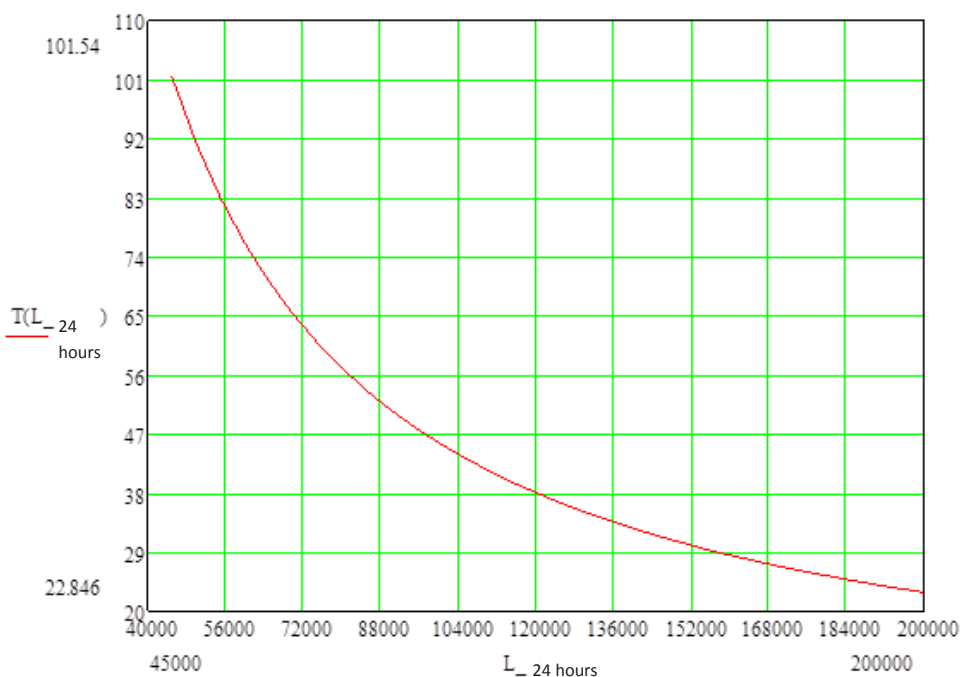
$$\frac{T(L_{24})}{\text{hours}} := \frac{N}{\frac{L_{24 \text{ hours}}}{L_{\text{rail}}} \cdot 365}$$

Pic. 2. The number of cycles to failure. Type of program implemented in the environment MathCad.

Results of the calculation (Pic. 1) show that in case of average daily run of the locomotive of 200 km period of its operation before the emergence in the bearing structure of fatigue damage is about 25 years. However, as practice shows, the average run of shunting locomotive in reality is no more than 80 km. Thus, it can be argued that the safe operation of individual traction machines of this type can be up to 50 years or more. That is confirmed by the experience of exploitation, indicating the absence of fatigue cracks in the frames of locomotives TGK2.

Conclusion. The proposed approach allows using the minimum amount of initial information, to perform an assessment of residual life of the bearing structure of shunting locomotive. This is extremely important for expert organizations carrying out work to extend service life of locomotives and, in turn, for owners of rolling stock. In other words, the use of this approach will





Pic. 3. Graph of dependence of locomotive's service life on the daily run.

reduce time and labor resources when performing research work needed for integrated study of the decision to extend the service life.

In the future, the proposed approach will be of interest to organizations that develop new specifications for work to extend the service life with modernization [6]. It is intended that at the stage of development of technical specifications, questions should be addressed about the effectiveness of such measures to prevent damages that owners of rolling stock may have. That is, before the economic side of the issue is resolved, it is necessary to assess the state of the most expensive units of the locomotive construction, the state of which affect the safety of operation.

REFERENCES

1. Zakaria, Yahia. Analyzing a bogie frame behavior by using the experimental method and Ansys simulations. *UPB Scientific Bulletin*, Series D, Vol. 76, 2014, № 4, pp. 149–164.
2. Grigoriev, P.S. Evaluation of operational safety of frame of shunting locomotive TKG2 on residual resource [*Ocenka bezopasnosti ekspluatatsii ramy manevrovogo lokomotiva TKG2 po ostatochnomu resursu*]. *Proceedings of MIIT: Fourteenth Scientific-practical conference «Traffic safety»*, Moscow, 2013. — P. III–5.
3. The rules for calculation and assessment of the strength of bearing elements, dynamic qualities and impact on the track of vehicle-part of locomotives on

railways of Railway Ministry with 1520 mm gauge [*Normy dlja rascheta i ocenki prochnosti nesushhih elementov, dinamicheskikh kachestv i vozdeystviya na put' ekipazhnoj chasti lokomotivov zheleznyh dorog MPS RF kolei 1520 mm*]. Moscow, VNIIZhT, 1998, 145 p.

4. Zhiveynov, N.N., Karasev, G.N., Tsvey, I. Yu. Structural mechanics and metal structures of construction and road machines: Textbook for universities [*Stroitel'naja mehanika i metallokonstrukcii stroitel'nyh i dorozhnyh mashin: Uchebnik dlja vuzov*]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1988, 280 p.

5. Serensen, S.V., Kogaev, V.P., Shneiderovich, P.M. Bearing capacity and calculations of machine parts on strength: Handbook [*Nesushhaja sposobnost' i raschety detalej mashin na prochnost': Spravochnoe posobie*]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1975, 488 p.

6. «Technical Regulations of the Customs Union «On safety of railway rolling stock» (TR CU001/2011) [*«Tehnicheskij reglament TS «O bezopasnosti zhelezno-dorozhnogo podvizhnogo sostava» (TR TS001/2011)»*]. Commission Decision of the Customs Union of July 15, 2011, № 170.

7. Stress Testing of a New North American Passenger Locomotive Truck Frame in Accordance With International Union of Railways (UIC) Code / Luke A. Morscheck, John J. Roller // Joint Rail Conference. — Knoxville, Tennessee, USA. — 2013. Paper No. JRC2013-2426, pp. V001T02A003; 7 pages.

8. UIC Code 615–4, Motive Power Units – Bogies and Running Gear-Bogie Frame Structure Strength Test. International Union of Railways. — Paris, 1994. ●

Information about the author:

Grigoriev, Pavel S. — Ph.D. student at the department of Trains and locomotives of Moscow State University of Railway Engineering (MIIT), Moscow, Russia, grigorev.p@gmail.com.

Article received 13.11.2014, revised 01.09.2015, accepted 11.03.2015/ 03.09.2015.