

РАСЧЕТ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В РЕЛЬСЕ Р65

Д.А. Храмова

khdaria@mail.ru

Д.А. Егорова

SPIN-код: 1702-2540

egorova_d.a@bk.ru

Я.Д. Жилин

SPIN-код: 5858-9480

slava_zilin@mail.ru

SPIN-код: 2318-0051

БГТУ ВОЕНМЕХ им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, Российская Федерация

Аннотация

В работе представлены результаты аналитического расчета остаточных напряжений (ОН) в рельсе Р65 при деформациях изгибом в двух плоскостях и кручением. При тех же видах деформирования проведен расчет-моделирование ОН с использованием программы ANSYS Mechanical. Результаты по основным показателям совпадают. Отмечена значительно бóльшая трудоемкость аналитического расчета и нецелесообразность его использования при наличии компьютерных программ. Программа ANSYS Mechanical в сравнении с программой ANSYS Workbench имеет менее информативный интерфейс. Остаточные напряжения распределены в рельсе неоднородно. При продольном изгибе в головке и подошве минимальные, а в шейке достигают предела текучести с чередованием растяжение-сжатие. При поперечном изгибе в головке рельса формируются одновременно напряжения сжатия и растяжения: на вогнутой части — сжатие, на выпуклой — растяжение ± 500 МПа.

Ключевые слова

Программа ANSYS, аналитический расчет, остаточные напряжения, рельсы, рельсовая сталь

Поступила в редакцию 14.11.2017

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

В процессе производства рельсов происходит их искривление. Одной из причин деформации являются остаточные напряжения (ОН). Последующая правка не устраняет ОН, а только перераспределяет их [1]. При эксплуатации рельсы подвергаются значительным нагрузкам [2], ОН будут влиять как на контактную прочность, так и на усталостную [3–5]. Максимальное значение ОН коррелирует с пределом текучести материала: чем больше предел текучести, тем большие значения будут иметь ОН. Степень пластической деформации, вызвавшей ОН, влияет на вид эпюры напряжений. Остаточные напряжения вносят свой вклад в ресурс эксплуатации рельса, а потому их пристально изучают с помощью разнообразных методов [7–12]. Метод моделирования ОН в рельсах в свое время был предложен

Е.А. Шуром — главным специалистом Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (г. Москва).

Цель рассматриваемой работы — расчет и моделирование ОН в рельсе Р65 при различных видах деформирования: изгиб в двух плоскостях и кручение. Степень деформации задается так, чтобы изучаемые объекты находились в упруго-пластическом состоянии. Механические свойства соответствуют реальным [2]. Аналитический расчет ОН выполняли по известной методике [6]. Для моделирования напряженно-деформированного состояния и соответственно расчета ОН использовали компьютерную программу ANSYS Mechanical. Эта программа дает возможность непосредственно строить эпюры, хотя интерфейс ее менее информативен. Ранее авторы пользовались преимущественно программой ANSYS Workbench, например [1]. Решатель для этих программ общий. Для всех вариантов расчета ОН учитывали упрочнение при пластической деформации.

Аналитический расчет нормальных остаточных напряжений. Рассмотрим расчет остаточных напряжений, возникающих при продольном изгибе, с учетом линейного упрочнения для рельса Р65. Исходными данными для расчета будут характеристики сечения (рис. 1): $h_1 = 15,7 \cdot 10^{-3}$ м; $h_2 = 35,6 \cdot 10^{-3}$ м; $h_3 = 50,8 \cdot 10^{-3}$ м; $h_4 = 136 \cdot 10^{-3}$ м; $h_5 = 136 \cdot 10^{-3}$ м; $h_6 = 136 \cdot 10^{-3}$ м; $h_7 = 136 \cdot 10^{-3}$ м; момент инерции сечения $I = 3540 \cdot 10^{-8}$ м⁴ и характеристики материала: $M_z = 500$ кН · м; $\sigma_{0,2} = 920$ МПа; коэффициент упрочнения $\Pi = 3\,000$ МПа.

Распределение областей упругой и упругопластической деформации по сечению рельса показано на рис. 1.

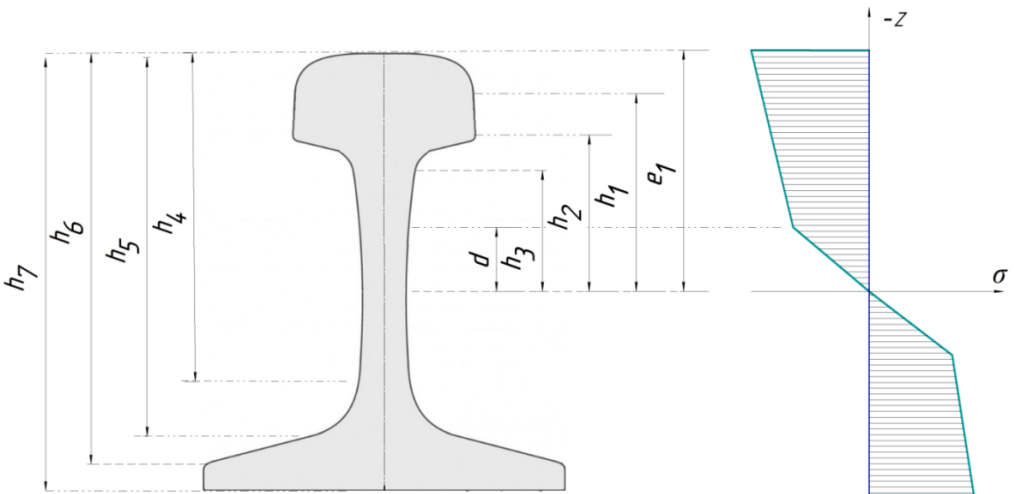


Рис. 1. Распределение областей упругой и упругопластической деформации по сечению рельса

Решение. Найдем расстояние d от нейтральной оси до точки, соответствующей пределу текучести, и расстояние e_1 от нейтральной оси до верхней части головки рельса.

Из условий равновесия получим:

$$\begin{cases} \int_F \sigma(z) z dF = M; \\ \int_F \sigma(z) dF = 0; \end{cases}$$

$$\begin{aligned} & \int_{-e_1+h_1}^{-e_1} (\Pi(d+z)-\sigma_T) z b_1 dz + \int_{-e_1+h_2}^{-e_1+h_1} (\Pi(d+z)-\sigma_T) z b_2 dz + \int_{-e_1+h_2}^{-e_1+h_1} (\Pi(d+z)-\sigma_T) z b_2 dz + \\ & + \int_{-e_1+h_2}^{-e_1} (\Pi(d+z)-\sigma_T) z b_2 dz + \int_{-e_1+h_3}^{-e_1+h_2} (\Pi(d+z)-\sigma_T) z b_3 dz + \int_{-e_1+d}^{-e_1+h_1} (\Pi(d+z)-\sigma_T) z b_4 dz + \\ & + \int_{-d}^d \frac{\sigma_T}{d} z z b_5 dz + \int_d^{h_4} (\Pi(z-d)+\sigma_T) z b_6 dz + \int_{h_4}^{h_5} (\Pi(z-d)+\sigma_T) z b_7 dz + \\ & + \int_{h_5}^{h_6} (\Pi(z-d)+\sigma_T) z b_8 dz + \int_{h_6}^{h_7} (\Pi(z-d)+\sigma_T) z b_9 dz = M; \\ & \int_{-e_1+h_1}^{-e_1} (\Pi(d+z)-\sigma_T) b_1 dz + \int_{-e_1+h_1}^{-e_1+h_2} (\Pi(d+z)-\sigma_T) b_2 dz + \int_{-e_1+h_1}^{-e_1+h_2} (\Pi(d+z)-\sigma_T) b_2 dz + \\ & + \int_{-e_1+h_2}^{-e_1+h_1} (\Pi(d+z)-\sigma_T) b_2 dz + \int_{-e_1+h_2}^{-e_1+h_3} (\Pi(d+z)-\sigma_T) b_3 dz + \int_{-e_1+h_3}^{-e_1+d} (\Pi(d+z)-\sigma_T) b_4 dz + \\ & + \int_{-d}^d \frac{\sigma_T}{d} z b_5 dz + \int_d^{h_4} (\Pi(z-d)+\sigma_T) b_6 dz + \int_{h_4}^{h_5} (\Pi(z-d)+\sigma_T) b_7 dz + \\ & + \int_{h_5}^{h_6} (\Pi(z-d)+\sigma_T) b_8 dz + \int_{h_6}^{h_7} (\Pi(z-d)+\sigma_T) b_9 dz = 0, \end{aligned}$$

где b_1, \dots, b_9 — переменная ширина элементарной площадки.

Решение уравнения с помощью программы MATHCAD дает следующие значения:

$$d = 26 \cdot 10^{-3} \text{ м}; e_1 = 99 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Для построения эпюры выразим нормальные напряжения при упругопластической деформации следующим образом:

$$\sigma(z) = \begin{cases} \Pi(z+d) - \sigma_T; & -e_1 \leq z \leq -d; \\ \frac{\sigma_T}{d} z; & -d > z > d; \\ \Pi(z-d) + \sigma_T; & d \leq z \leq h_7 - e_1. \end{cases}$$

Для построения эпюры нормальных напряжений при упругой деформации запишем выражение

$$\sigma_{\text{упр}} = \frac{zM}{I}.$$

Остаточные напряжения при упругопластической деформации можно описать формулой

$$\sigma_{\text{ост}} = \sigma(z) - \sigma_{\text{упр}}$$

Эпюра продольных ОН представлена на рис. 2.

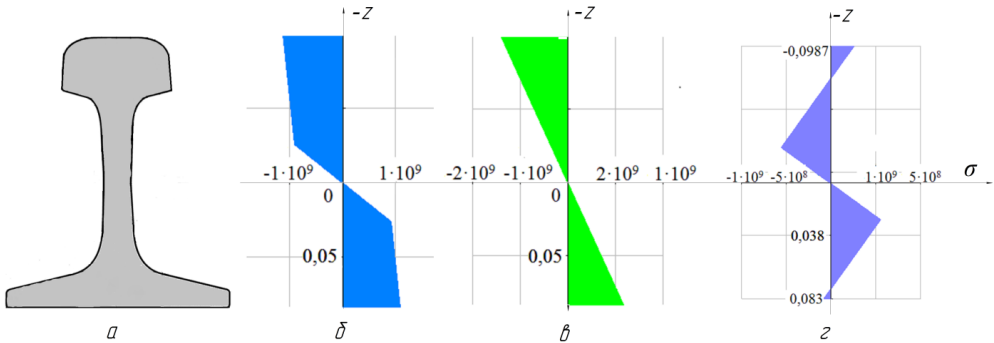


Рис. 2. Распределение напряжений в рельсе Р65 после продольного изгиба:

a — сечение рельса; *б* — упругопластический изгиб; *в* — упругий изгиб; *з* — ОН после изгиба

Рассмотрим расчет остаточных напряжений, возникающих при поперечном изгибе, с учетом линейного упрочнения для рельса Р65. Исходными данными для расчета будут характеристики сечения (рис. 2): $h_1 = 75 \cdot 10^{-3}$ м; $h_2 = 37,5 \cdot 10^{-3}$ м; $h_3 = 12 \cdot 10^{-3}$ м; момент инерции сечения $I = 564 \cdot 10^{-8}$ м⁴ и характеристики материала: $M_z = 150$ кН · м; $\sigma_{0,2} = 920$ МПа; коэффициент упрочнения $\Pi = 3\,000$ МПа.

Распределение областей упругой и упругопластической деформации по сечению рельса показано на рис. 3.

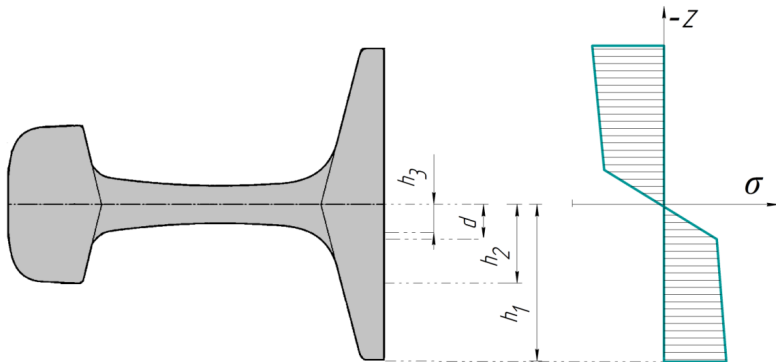


Рис. 3. Распределение областей упругой и упругопластической деформации по сечению рельса

Решение. Найдем расстояние d от нейтральной оси до точки соответствующей пределу текучести. Из условия равновесия имеем:

$$\int_F \sigma(z) z dF = M;$$

$$\int_{-h_2}^{-h_1} (\Pi(d+z) - \sigma_T) z b_1 dz + \int_{-h_2}^{-d} (\Pi(d+z) - \sigma_T) z b_2 dz + \int_{-d}^{-h_3} \frac{\sigma_T}{d} z z b_3 dz + \int_{-h_3}^{h_3} \frac{\sigma_T}{d} z z b_4 dz +$$

$$+ \int_{h_3}^{h_2} (\Pi(z-d) + \sigma_T) z b_5 dz + \int_{h_2}^{h_1} (\Pi(z-d) + \sigma_T) z b_6 dz = M,$$

где b_1, \dots, b_6 — переменная ширина элементарной площадки.

Решение уравнения с помощью программы Mathcad дает следующее значение:

$$d = 17 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Для построения эпюры выразим нормальные напряжения при упругопластической деформации следующим образом:

$$\sigma(z) = \begin{cases} \Pi(z+d) - \sigma_T; & -h_1 \leq z \leq -d; \\ \frac{\sigma_T}{d} z; & -d > z > d; \\ \Pi(z-d) + \sigma_T; & d \leq z \leq h_1. \end{cases}$$

Для построения эпюры нормальных напряжений при упругой деформации запишем выражение

$$\sigma_{\text{упр}} = \frac{zM}{I}.$$

Остаточные напряжения при упругопластической деформации имеют вид

$$\sigma_{\text{ост}} = \sigma(z) - \sigma_{\text{упр}}.$$

Эпюра продольных ОН представлена на рис. 4, б.

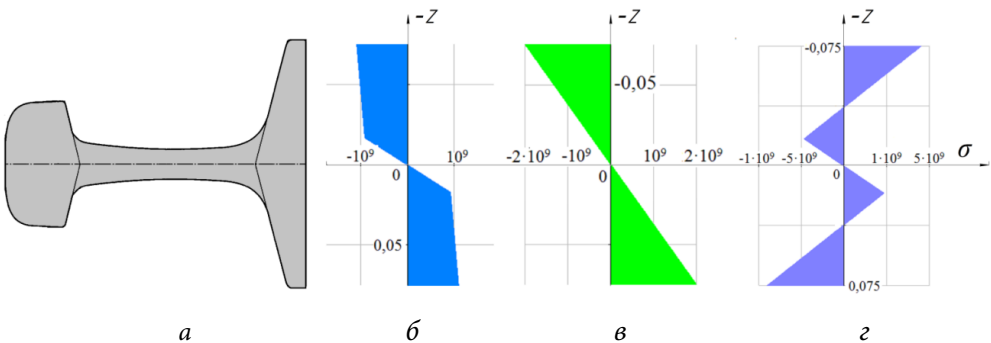


Рис. 4. Распределение напряжений в рельсе Р65 после поперечного изгиба:

a — сечение рельса; *б* — упругопластический изгиб; *в* — упругий изгиб; *г* — ОН после изгиба

Компьютерное моделирование ОН. Результаты расчетов представлены на рис. 5–7.

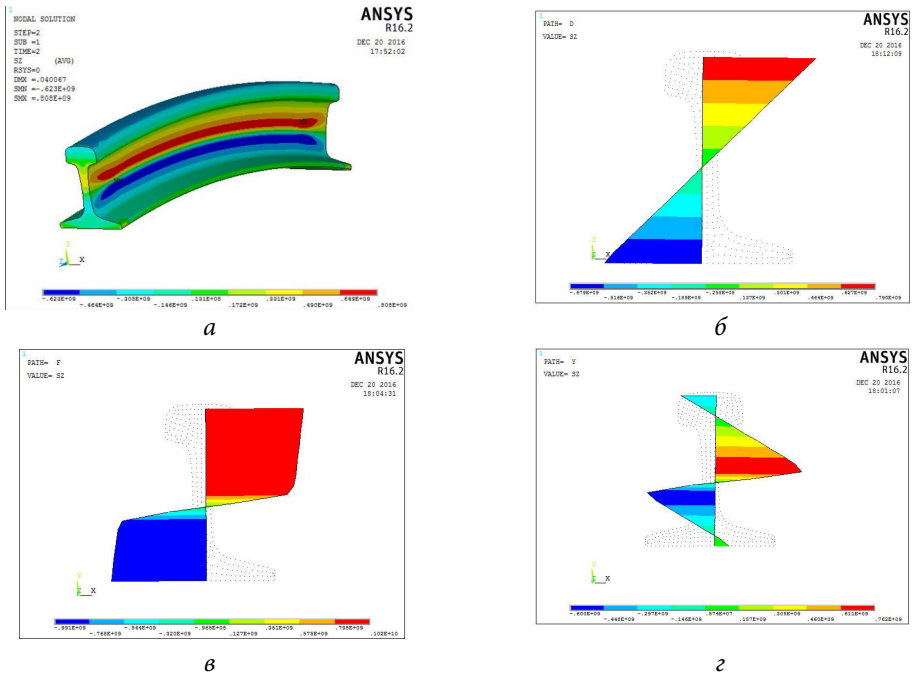


Рис. 5. Эпюры напряжений при продольном изгибе:

a — изгиб рельса Р65; *б* — эпюра напряжений при упругой деформации; *в* — эпюра напряжений при упругопластической деформации; *г* — эпюра остаточных напряжений

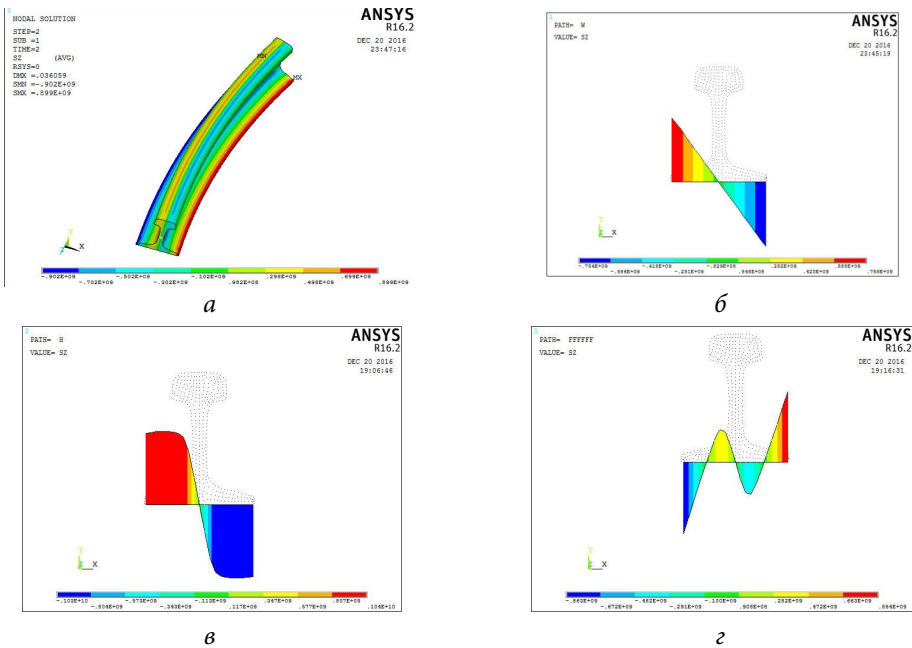


Рис. 6. Эпюры напряжений при поперечном изгибе рельса:

a — изгиб рельса Р65; *б* — эпюра напряжений при упругой деформации; *в* — эпюра напряжений при упругопластической деформации; *г* — эпюра остаточных напряжений

Эпюры ОН при изгибе по существу являются результатом сложения двух эпюр: упругой деформации и упругопластической. Представленные эпюры ОН при изгибе — это эпюры нормальных осевых (вдоль рельса) напряжений в поперечном сечении.

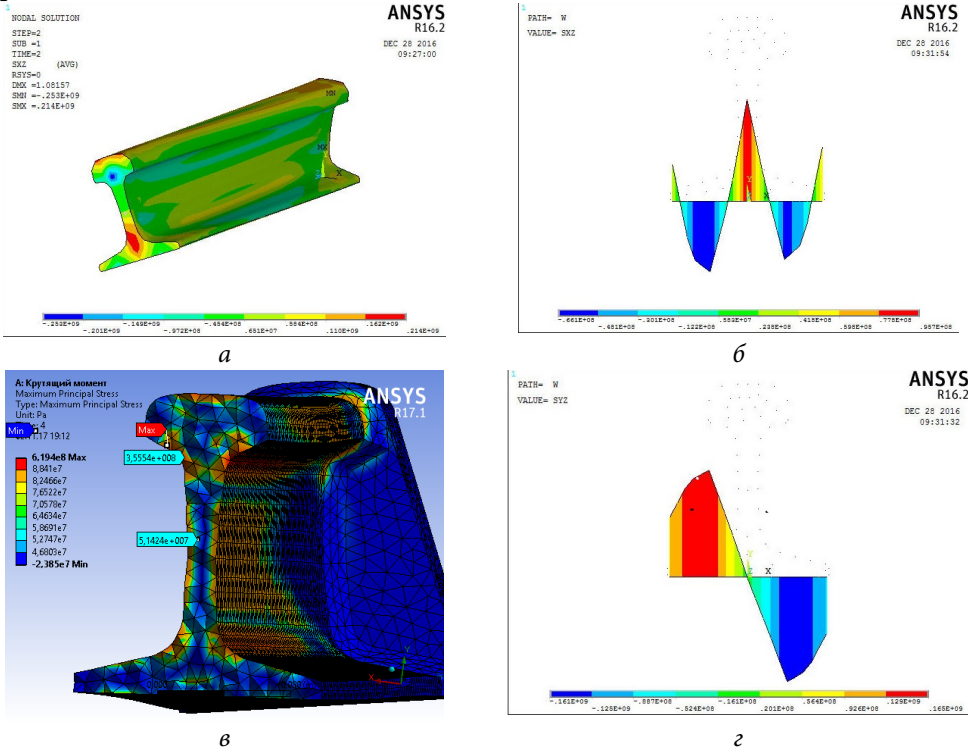


Рис. 7. Эпюры напряжений при кручении:

a — кручение рельса; *б* — эпюра остаточных напряжений плоскости Oxz ; *в* — распределение MPS; *z* — эпюра остаточных напряжений в плоскости Oyz

На рис. 7, б и 7, z представлены эпюры касательных напряжений в плоскостях Oxz и Oyz . Нормальные напряжения в скрученном рельсе в головке и подшве достигают 180 МПа.

Выводы. Результаты расчетов, выполненных аналитическим методом и с помощью компьютерных программ, совпадают по основным показателям. Небольшие отклонения результатов аналитических расчетов связаны с упрощением профиля рельса. Трудоемкость аналитического метода даже с привлечением Mathcad несравненно выше. Для сложных конфигураций изделий аналитические методы просто неприемлемы.

Для моделирования ОН использование ANSYS Mechanical не имеет никаких преимуществ перед ANSYS Workbench.

В наиболее нагруженной части рельса — головке — ОН сжимающие, но их значения невелики. В шейке напряжения представляют собой чередующиеся циклы растяжения-сжатия и имеют значения около 500 МПа.

Литература

- [1] Каратушин С.И., Храмова Д.А., Бильдюк Н.А. Моделирование и расчет остаточных напряжений в прокатных профилях. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2017, № 6, с. 28–34.
- [2] Шур Е.А.. *Повреждения рельсов*. Москва, Интекст, 2012, 192 с.
- [3] Guo Y.B., Warren A.W. The Basic Relationship between Residual Stresses Profile Patterns and Fatigue Life of Precision Machined Surfaces in Rolling Contact. *International Centre for Diffraction Data*, 2009, pp. 336–343.
- [4] Song H., Yang J., Song L., Yao J., Du X., Li W. *Study on the Steel Rail Rolling Contact Stress with Consideration of Initial Residual Stress*. *MATEC Web of Conferences, International Conference on Engineering Technology and Application*, 2015, p. 5.
- [5] Колмогоров Г.Л., Кузнецова Е.В., Тиунов В.В. *Технологические остаточные напряжения и их влияние на долговечность и надежность металлоизделий*. Пермь, Издательство Пермского политехнического университета, 2012. 225 с.
- [6] Биргер И.А. *Остаточные напряжения*. Москва, Гос. науч.-техн. изд-во машиностроит. лит. 1963, 232 с.
- [7] Orringer O., Orkisz J, Swiderski Z. *Residual Stress in Rails Volume 1: Field Experience and Test Results*. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1992.
- [8] Takahashi Sh., Sasaki T., Kondoh Y., Hirose Y. Residual Stress Evaluation of Railway Rails. *Materials Science Forum, Residual Stresses VII: ECRS 7 — Proceedings of the 7th European Conference on Residual Stresses* Berlin, Germany, 13–15 September 2006, pp. 381–386.
- [9] Kelleher J., Prime M.B., Buttle D., Mummery P.M., Webster P.J., Shackelton J., Withers P.J. The measurement of Residual Stress in Railway Rails by Diffraction and Other Methods. *Journal of Neutron Results*, 2003, vol. 11, no. 4, pp. 187–193.
- [10] Ringsberg J.W., Lindbäck T. Rolling Contact Fatigue Analysis of Rails Including Numerical Simulations of the Rail Manufacturing Process and Repeated Wheel-Rail Contact Loads. *Int J Fatigue*, 2003, vol. 25, pp. 547–558.
- [11] Jun T.S., Hofmann F., Belnoue J., Song X., Hofmann M., Korsunsky A.M. Triaxial Residual Strains in a Railway Rail Measured by Neutron Diffraction. *J Strain Anal Eng Des*, 2009, vol. 44, pp. 563–568.
- [12] Muravev V., Volkova L., Buldakova I. Analysis of Stress Distribution in a Rail by Electromagnetic-Acoustic Method. *AIP Conference Proceedings*, 2016, vol. 1785, pp. 030016.

Храмова Дария Алексеевна — ассистент кафедры «Механика деформируемого твердого тела», БГТУ ВОЕНМЕХ им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, Российская Федерация.

Егорова Дарья Александровна — магистр кафедры «Вычислительная механика и компьютерный инжиниринг», Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация.

Жилин Ярослав Денисович — магистр кафедры «Вычислительная механика и компьютерный инжиниринг», Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация.

Научный руководитель — Каратушин Станислав Иванович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Механика деформируемого твердого тела», БГТУ ВОЕНМЕХ им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, Российская Федерация.

COMPUTING AND SIMULATING RESIDUAL STRESSES IN AN R65 RAIL

D.A. Khramova

khdaria@mail.ru
SPIN-код: 1702-2540

D.A. Egorova

egorova_d.a@bk.ru
SPIN-код: 5858-9480

Ya.D. Zhilin

slava_zilin@mail.ru
SPIN-код: 2318-0051

D.F. Ustinov **Baltic State Technical University, St. Petersburg, Russian Federation**

Abstract

The article presents the results of analytically computing residual stresses (RS) in an R65 rail deformed by bending in two planes and torsion. We also used the ANSYS Mechanical application to simulate residual stresses for the same type of deformation. The resulting key parameter values match. We note that analytical computation is much more labour-intensive and hence not feasible when computer software is available. As compared to ANSYS Workbench software, ANSYS Mechanical has a less informative user interface. The residual stresses are non-uniformly distributed along the rail. Buckling creates minimum stresses in the head and foot, while stresses in the web reach the yield point, alternating tension and compression. Lateral bending forms both tension and compression stresses in the rail head, the concave part being compressed and the convex part subjected to tension of ± 500 MPa.

Keywords

ANSYS software, analytical computation, residual stresses, rails, rail steel

© Bauman Moscow State Technical University, 2017

References

- [1] Karatushin S.I., Khramova D.A., Bil'dyuk N.A. Modelirovanie i raschet ostatochnykh napryazheniy v prokatnykh profilyakh. *Izv. Vyssh. Uchebn. Zaved., Mashinost.* [Proc. of Higher Educational Institutions. Machine Building], 2017, no. 6, pp. 28–34 (in Russ.). DOI: 10.18698/0536-1044-2017-6-28-34 Available at: <http://izvuzmash.ru/eng/catalog/calcmach/hidden/1433.html>.
- [2] Shur E.A. Povrezhdeniya rel'sov [Damages of rails]. Moscow, Intekst Publ., 2012. 192 p.
- [3] Guo Y.B., Warren A.W. The Basic Relationship between Residual Stresses Profile Patterns and Fatigue Life of Precision Machined Surfaces in Rolling Contact. *International Centre for Diffraction Data*, 2009, pp. 336–343.
- [4] Song H., Yang J., Song L., Yao J., Du X., Li W. Study on the Steel Rail Rolling Contact Stress with Consideration of Initial Residual Stress. *MATEC Web of Conferences, International Conference on Engineering Technology and Application*, 2015, p. 5.
- [5] Kolmogorov G.L., Kuznetsova E.V., Tiunov V.V. Tekhnologicheskie ostatochnye napryazheniya i ikh vliyanie na dolgovechnost' i nadezhnost' metallozdeliy [Technological residual stresses and their influence on the durability and reliability of metal pro]. Perm', Permskiy politekh. univ. Publ., 2012. 225 p.
- [6] Birger I.A. Ostatochnye napryazheniya [Residual stresses] Moscow, Mashgiz Publ., 1963. 232 p.

- [7] Orringer O., Orkisz J., Swiderski Z. Residual stress in rails. Vol. 1: Field experience and test results. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1992.
- [8] Takahashi Sh., Sasaki T., Kondoh Y., Hirose Y. Residual stress evaluation of railway rails. *Materials Science Forum, Residual Stresses VII: ECRS 7. Proc. of the 7th European Conference on Residual Stresses* Berlin, Germany, 13–15 September 2006, pp. 381–386.
- [9] Kelleher J., Prime M.B., Buttle D., Mummery P.M., Webster P.J., Shackelton J., Withers P.J. The measurement of residual stress in railway rails by diffraction and other methods. *Journal of Neutron Results*, 2003, vol. 11, no. 4, pp. 187–193.
- [10] Ringsberg J.W., Lindbäck T. Rolling contact fatigue analysis of rails including numerical simulations of the rail manufacturing process and repeated wheel-rail contact loads. *Int J. Fatigue*, 2003, vol. 25, pp. 547–558.
- [11] Jun T.S., Hofmann F., Belnoue J., Song X., Hofmann M., Korsunsky A.M. Triaxial residual strains in a railway rail measured by neutron diffraction. *J. Strain Anal Eng Des*, 2009, vol. 44, pp. 563–568.
- [12] Muravev V., Volkova L., Buldakova I. Analysis of stress distribution in a rail by electromagnetic-acoustic method. *AIP Conference Proceedings*, 2016, vol. 1785, pp. 030016.

Khramova D.A. — Assist. Lecturer, Department of Deformable Solid Mechanics, D.F. Ustinov Baltic State Technical University, St. Petersburg, Russian Federation.

Egorova D.A. — Master's Degree student, Department of Computational Mechanics and Computer Engineering, Peter the Great Saint Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russian Federation.

Zhilin Ya.D. — Master's Degree student, Department of Computational Mechanics and Computer Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russian Federation.

Scientific advisor — S.I. Karatushin, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Deformable Solid Mechanics, D.F. Ustinov Baltic State Technical University Voennmeh, Saint Petersburg, Russian Federation.