

## ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ БАЛАНСИРА ПОДВЕСКИ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

*Головкин С.М., Надеждин И.В.*

*Рыбинский государственный авиационный технический университет  
имени П.А. Соловьева, г. Рыбинск*

**Ключевые слова:** гусеничные транспортные машины, балансир подвески, напряженно-деформированное состояние, моделирование, прочность.

**Аннотация.** Приведены результаты моделирования напряженно-деформированного состояния составной конструкции балансира подвески гусеничных транспортных машин. Разработаны рекомендации по усовершенствованию конструкции и технологии изготовления балансира, позволяющие снизить на 25-30% максимальные напряжения в наиболее опасных участках внутренней поверхности головки балансира.

## IMPROVING THE OPERATIONAL RELIABILITY OF THE SUSPENSION BALANCER FOR TRACKED TRANSPORTATION VEHICLES

*Golovkin S.M., Nadezhdin I.V.*

*P.A. Soloviyov Rybinsk State Aviation Technical University, Rybinsk*

**Keywords:** tracked transportation vehicles, suspension balancer, stress-strain state, modeling, strength.

**Abstract.** The results of modeling the stress-strain state of the composite structure of the suspension balancer of tracked transport vehicles are presented. Recommendations for improving the design and manufacturing technology of the balancer have been developed, which allow reducing the maximum stresses in the most dangerous areas of the inner surface of the balancer head by 25-30%.

Балансиры являются одними из самых тяжело нагруженных элементов подвески гусеничных транспортных машин различного целевого назначения, воспринимающих в процессе эксплуатации значительные статические и ударные нагрузки. Существуют различные конструктивные и технологические решения балансиров, при этом наибольшее распространение в гусеничной технике получили цельноштампованные и составные конструкции [1,2]. В данной работе рассматривается составная конструкция балансира средних катков многоцелевого гусеничного тягача, применение которого упрощает технологию изготовления и дает существенное снижение затрат на его изготовление.

Конструкция составного балансира (рис. 1, а) состоит из трех деталей: рычага 2 и двух валов – верхнего 3 и нижнего 1. Валы 1, 3 изготавливают с помощью механической обработки из легированной конструкционной стали

38ХС ( $\sigma_{0,2}=750$  МПа), а рычаг 2 – методом литья из стали 40ХЛ ( $\sigma_{0,2}=500$  МПа). Валы 1 и 3 устанавливаются в головки рычага с натягом и крепятся штифтами или фиксируются с помощью сварки. На нижнем валу 1 балансира на подшипниках устанавливается каток. Верхний вал 4 закреплен в корпусе на двух подшипниках скольжения. Амортизация системы осуществляется с помощью круглых торсионов 4, устанавливаемых по внутренней поверхности верхнего вала 3 с помощью шлицевого соединения.

Эксплуатация данной конструкции балансира в реальных условиях выявила его недостаточную прочностную надежность. Наиболее слабым звеном оказался рычаг 2, разрушение которого происходит, как правило, в сечении перехода корпуса рычага к его верхней головке вследствие высоких напряжений и наличия концентраторов напряжений.

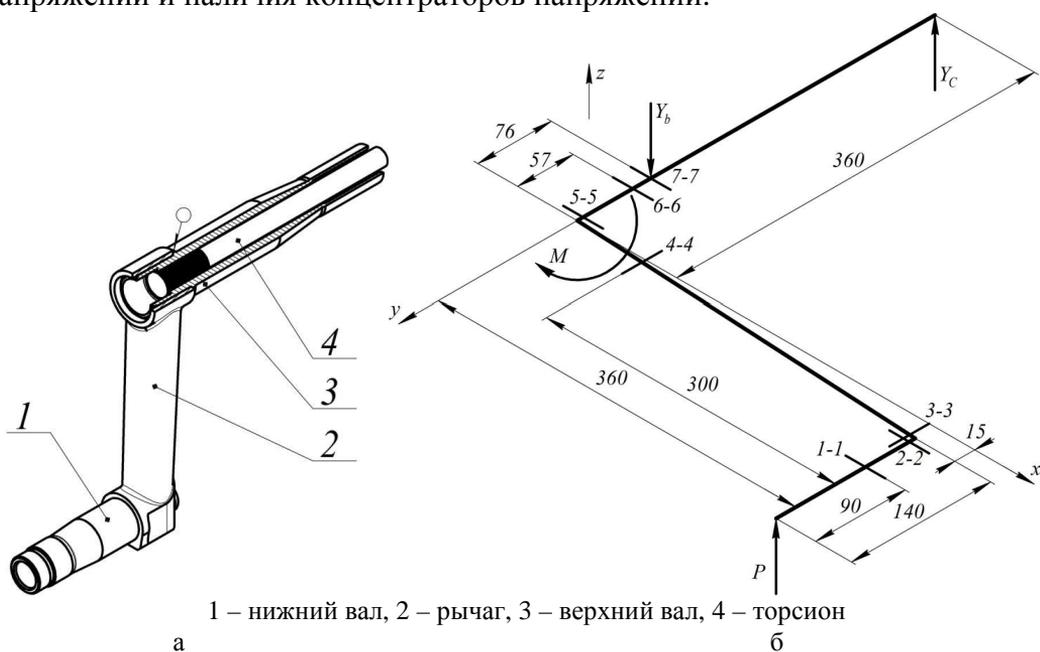


Рис. 1. Конструкция (а) и расчетная схема (б) составного балансира средних катков многоцелевого гусеничного тягача

Целью данной работы является исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) балансира средних катков гусеничной машины для повышения его прочности и надежности, а также разработка рекомендаций по усовершенствованию его конструкции и технологии изготовления.

Расчетная схема исследуемого балансира представлена на рис. 1, б. Максимальная динамическая нагрузка  $P$ , действующая на нижний вал, принята 20000 Н [1]. В результате предварительного анализа было выявлено семь опасных сечений, характеризующихся максимальными значениями эквивалентных напряжений. Результаты Расчеты максимальных напряжений и коэффициентов запаса по текучести в наиболее опасных сечениях с учетом механических свойств материала каждого составного элемента балансира

выполнены с помощью зависимостей [3]. Основные результаты расчетов приведены в таблице 1.

Из таблицы 1 следует, что наиболее опасным является сечение 4-4. Однако, коэффициент запаса по текучести (2,4) в данном сечении не отражает фактическое НДС, т.к. здесь имеют место неучтенные факторы, влияющие на картину разрушения, например, дополнительные напряжения, возникающие в соединении с натягом верхнего вала и головки рычага.

Реальные допуски на изготовление цилиндрических поверхностей, участвующих в формировании посадки, позволили установить максимальное и минимальное значение натяга:  $\Delta=0,074$  мм и  $\Delta=0,05$  мм.

Табл. 1. Максимальные напряжения и коэффициенты запаса по текучести в наиболее опасных сечениях балансира

Расчетное сечение по рис. 1, б	1-1	2-2	3-3	4-4	5-5	6-6	7-7
Максимальное напряжение, МПа	72,3	102	45,7	208	182	199	126
Коэффициент запаса по текучести	10	7,2	11	2,4	4,0	4,4	5,8

Для оценки НДС в соединении с натягом верхнего вала и головки рычага балансира воспользуемся программным комплексом ANSYS. Результаты расчетов приведены на рис. 2.

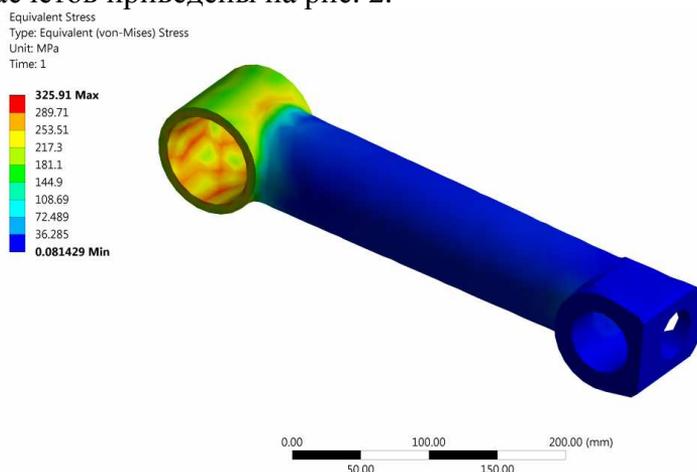


Рис. 2. НДС верхней головки рычага балансира

С целью более детального изучения 3-х мерного НДС балансира были проведены расчеты МКЭ по двум конструктивным вариантам: *a* – отдельно рычаг с учетом внешних нагрузок от нижнего вала; *б* – балансир в сборе при различных вариантах его геометрии. На рис. 3 изображена конечно-элементная модель рычага балансира.

Результаты расчета НДС в системе ANSYS с учетом дополнительных напряжений от посадки с натягом представлены на рис. 4, *a*.

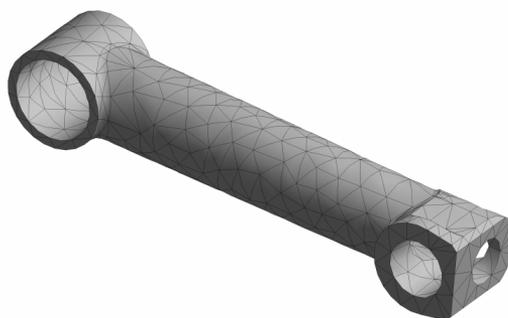


Рис. 3. Конечно-элементная модель рычага балансира

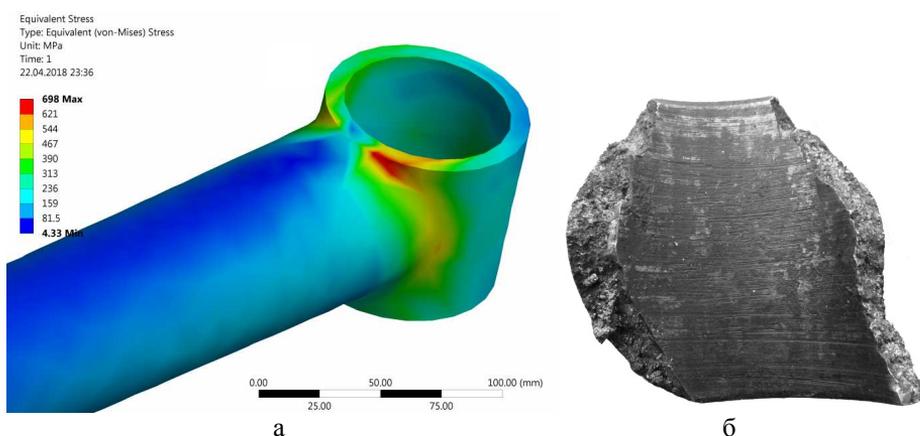


Рис. 4. НДС рычага балансира учетом внешних нагрузок от нижнего вала (а); фрагмент зоны разрушения верхней головки рычага (б)

Из рис. 4, а следует, что возникающие в рычаге балансира максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу ( $\sigma_{\text{ЭКВ}} \approx 700$  МПа) сравнимы с пределом текучести материала. Зона разрушения у верхней головки рычага (см. рис. 4, б) практически совпадает с траекторией рассчитанных максимальных эквивалентных напряжений.

Результаты исследования НДС балансира по второму варианту (сборная конструкция с увеличенной толщиной стенки  $\delta = 13$  мм и дополнительной сваркой по поверхности) приведены на рис. 5.

Анализ НДС сборной конструкции балансира (рис. 5) показал, что наиболее опасная зона балансира перемещается от поверхности рычага в среднюю зону соединения, при этом величина максимальных напряжений уменьшилась до 526 МПа, однако, также является весьма высокой, способствующей вероятному разрушению.

В результате выполненных исследований НДС, предложено изменить конструкцию балансира, увеличив длину верхнего вала до совмещения его с торцевой поверхностью головки рычага. При этом должны быть предусмотрены фаски для сварки цилиндрического стыка рычага с верхним

валом, что приведет к более равномерной передаче усилий, распределив часть нагрузки от рычага к валу по двум сварным поверхностям, и снижению максимальных напряжений. Для снижения концентраторов напряжений рекомендовано предусмотреть в литейной форме плавные переходы от корпуса рычага к его верхней головке. Модернизированная конструкция балансира приведена на рис. 6, а, расчеты НДС данной конструкции представлены на рис. 6, б.

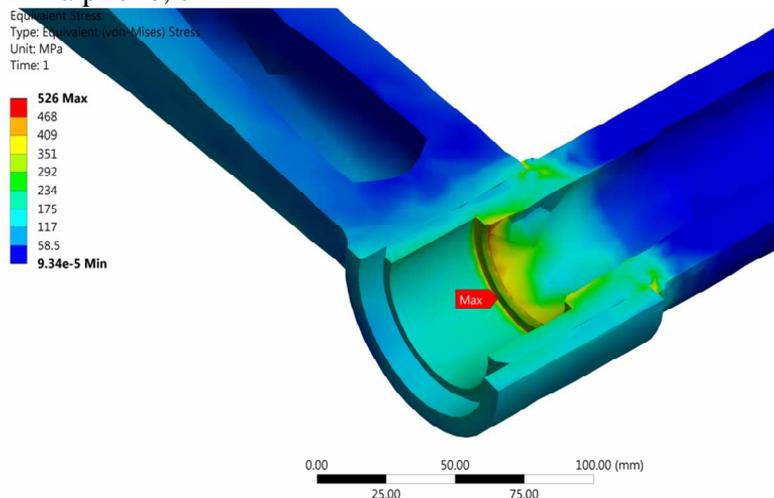


Рис. 5. НДС сборной конструкции балансира с увеличенной толщиной стенки  $\delta=13\text{мм}$

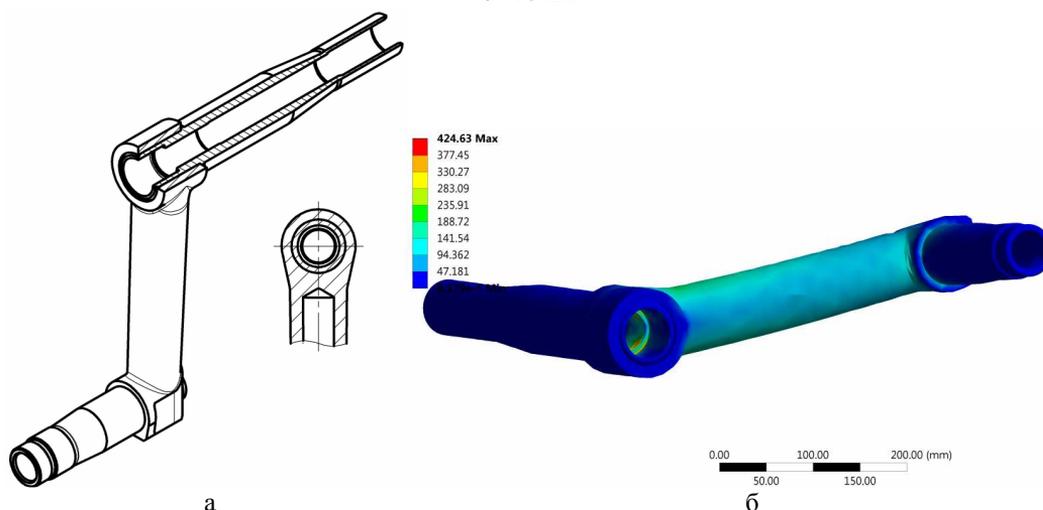


Рис. 6. Модернизированная конструкция балансира (а) и расчет его НДС в системе ANSYS (б)

Из рис. 6, б следует, что максимальные напряжения в модернизированной конструкции балансира снижены до 420 МПа и приходятся не на рычаг, а на вал, предел текучести материала которого в 1,5 раза выше, чем у материала рычага.

Натурные испытания подвески гусеничного транспортера-тягача подтвердили повышение прочностной надежности предложенной конструкции составного балансира.

На основе проведенных исследований предложена улучшенная конструкции балансира, позволяющая снизить напряжения на 25-30%, что существенным образом влияет на повышение эксплуатационной надежности подвески гусеничных транспортных машин.

### Список литературы

1. Цыганков В.Н., Банников В.Ю. и др. Устройство и эксплуатация легкого многоцелевого гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ. – Минск: ВА РБ, 2015.
2. Крайнев А.Ф. Идеология конструирования. – М.: Машиностроение-1, 2003. – 384с.
3. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. М.: Машиностроение, 2003. – 640с.

### References

1. Tsygankov V.N., Bannikov V.Y. et al. Design and operation of the MT-LB easy multi-purpose tracked conveyor tractor. – Minsk: VA RB, 2015.
2. Kraevnev A.F. Project engineering ideology. – M.: Mechanical Engineering-1, 2003. – 384p.
3. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. Machines details strength analysis: reference book. – M.: Mechanical Engineering, 2003. – 640p.

#### *Сведения об авторах:*

#### *Information about authors:*

<b>Головкин Сергей Михайлович</b> – кандидат технических наук, доцент кафедры «Прикладная механика», Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьева, г.Рыбинск, Россия, Golovkin-sergey@mail.ru	<b>Golovkin Sergey Mikhaylovich</b> – candidate technical sciences, associate professor of «Applied mechanics» Department, Golovkin-sergey@mail.ru
<b>Надеждин Игорь Валентинович</b> – доктор технических наук, заведующий кафедрой «Прикладная механика», nadezhdin@rsatu.ru	<b>Nadezhdin Igor Valentinovich</b> – doctor of technical sciences, head of «Applied mechanics» Department, Nadezhdin@rsatu.ru
Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьева, г.Рыбинск, Россия	P.A. Solovyov Rybinsk State Aviation Technical University, Rybinsk, Russia

*Получена 11.09.2020*