

УДК 621.873.004.15

Стариков М. А., Стрельцов П. М., Яременко В. А.

### АНАЛИЗ ПРИЧИН АВАРИИ МЕХАНИЗМА ИЗМЕНЕНИЯ ВЫЛЕТА ПОРТАЛЬНОГО КРАНА «СОКОЛ»

В одном из портов Украины остро встал вопрос выявления причин выхода из строя механизмов изменения вылета некоторых порталных кранов типа «СОКОЛ» [1]. В процессе эксплуатации крана происходила поломка зубьев промежуточного вала-шестерни вертикального редуктора. После замены вала-шестерни новой редуктор выходил из строя по той же причине через 3 месяца эксплуатации. Описанная выше ситуация была характерна, в большинстве случаев, для модернизированных кранов, переведенных на частотную систему управления приводами. Вследствие чего гипотезой выхода из строя редукторов, по мнению инженерного персонала порта, стало предположение о повышенных динамических усилиях в рейке при использовании частотной системы управления. Для выяснения причин поломок были приглашены сотрудники «Диагностического центра ОНМУ», находящегося на кафедре «Подъемно-транспортные машины и механизация перегрузочных работ» Одесского национального морского университета, в связи с тем, что специалисты центра имеют большой опыт исследований в области крановых металлоконструкций [2, 3].

Целью данной работы является исследование причин выхода из строя редуктора порталного крана.

На первом этапе работ нами было проведено исследование эвольвентной поверхности (рис. 1) и поверхности излома (рис. 2) разрушившегося зуба. В результате обследования выяснилось, что нагрузки на зуб превосходили расчетные значения, на что указывает частично выкрошенный и пластически деформированный на большей части эвольвентной поверхности зубьев слой упрочненного металла. Фрактографический анализ указал на хрупкое разрушение со значительной зоной долома.



Рис. 1. Эвольвентная поверхность зуба

Причиной пластической деформации эвольвентной поверхности зуба могло служить как недостаточное упрочнение поверхности зубьев вала-шестерни, так и неверно выбранный материал заготовки. Измеренная твердость на недеформированных участках поверхности зуба оказалась равной твердости, указанной на чертеже вала-шестерни. Для определения соответствия материала проведен химический анализ, который подтвердил соответствие металла вала-шестерни требованиям, заложенным при проектировании. Таким образом, при обеспечении термообработки детали и качества металла, результатом разрушения могло стать превышение усилий, действующих на зуб, их проектных значений.

Следующим этапом программы было исследование зависимости изменения усилия в рейке от вылета крана с контрольным грузом и без него. Эти данные были получены с применением тензометрии, по результатам которой было выявлено, что усилия в рейке значительно превосходят допустимые значения.



Рис. 2. Поверхность разрушения зуба

Расчетное усилие, действовавшее на зуб в момент его разрушения, составило 128631 Н, что соответствует усилию в рейке в момент разрушения в 332920 Н. Согласно экспериментальным данным максимальное усилие в рейке, при ветре рабочего состояния и контрольном грузе на крюке 16 тонн, составило 187300 Н. Однако, согласно паспортным данным, для описанных выше условий, усилие в рейке не должно превышать 100 кН. Следует учесть, что при проведении эксперимента раскачиванию груза практически не было. Т. е. при поломке зуба кран работал либо с грузом большего веса, либо при раскачивании груза на угол, больше допустимого, что и стало причиной повышенной нагрузки в зубчатой рейке. По данным эксплуатирующей организации ресурс редукторов составлял 3 месяца. По этим данным можно оценить среднюю (эквивалентную нагрузку), при которой работал редуктор. В связи с отсутствием проектировочных расчетов редуктора нами был выполнен расчет зуба на статическую и циклическую прочность с применением МКЭ (метода конечных элементов), реализованного в программе ANSYS (рис. 3). Результаты расчета указаны в табл. 1 [4].

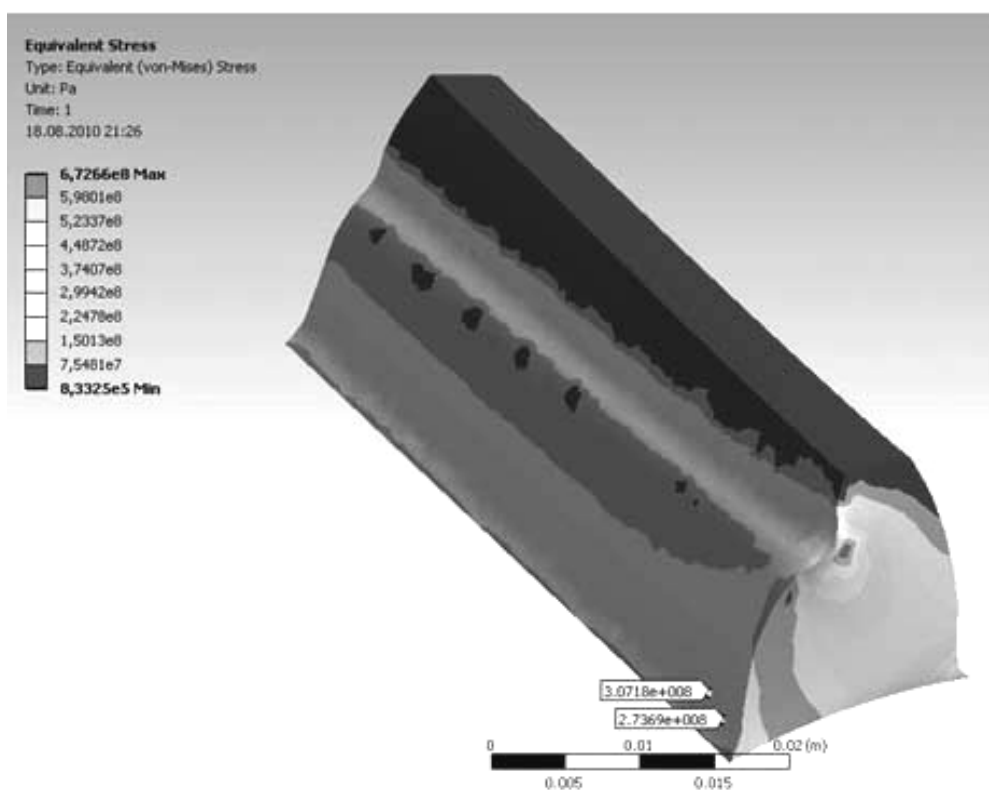


Рис. 3. Напряженно-деформированное состояние зуба под действием распределенной нагрузки 500 МПа (статическая прочность)

Таблиця 1

Значения напряжений и долговечностей, возникающих в зубе вала-шестерни третьей ступени редуктора при действии переменной нагрузки

Усилие в рейке, т	Усилие на зуб, т	Давление на поверхности контакта зубьев, МПа	Напряжение у основания зуба, МПа	Напряжения на поверхности контакта, МПа	Число циклов до разрушения области основания зуба	Число циклов до разрушения поверхности контакта зубьев
13,98	5,4	198,9	196	190,3	$2 \times 10^6$	$2 \times 10^6$
28	10,8	397,8	362	393	$2 \times 10^6$	$2 \times 10^6$
41,9	16,2	596,8	571	622	$1,54 \times 10^5$	$1,23 \times 10^5$
55,9	21,6	795,7	705	800	49443	45852

Определим число циклов работы вала-шестерни. По технологии проведения погрузочно-разгрузочных работ в течение цикла кран изменяет вылет 2 раза с 32 до 8 м. Время цикла работы крана 140 с, время работы механизма изменения вылета –  $2 \times 42,2$  с ( $42,2$  с симметричного цикла). Частота вращения вала-шестерни третьей ступени:

$$n_{ш} = \frac{n_{дв}}{z_{к1} \cdot z_{к2}} = 53,9 \text{ об/мин,}$$

$$\frac{z_{ш1}}{z_{ш2}}$$

где  $n_{дв}$  – частота вращения двигателя, 965 об/мин;

$z_{к1}, z_{ш1}$  – число зубьев колеса и шестерни первой ступени, соответственно 58 и 16;

$z_{к2}, z_{ш2}$  – число зубьев колеса и шестерни второй ступени, соответственно 79 и 16;

Число циклов нагрузки шестерни за сутки  $t_{сут}$  (20 часов):

$$N_c = N' \cdot \frac{t_{сут} \cdot 3600}{140} \cdot K_{исп} = 9746 \text{ циклов,}$$

где  $N'$  – число циклов нагружения зуба вала-шестерни третьей ступени редуктора за цикл работы крана  $N' = \frac{n_{ш} \cdot 42,2}{60} = 38 \text{ об/цикл}$ ;  $K_{исп}$  – коэффициент использования перегрузочной машины,  $K_{исп} = 0,5$ .

Число циклов нагружения за месяц:  $N_m = 30 N_c = 292380$  циклов.

Число циклов нагружения за 3 месяца:  $N = 877140$  циклов.

Используя линейную интерполяцию данных табл. 1, определили, что эквивалентная нагрузка на зуб в процессе эксплуатации крана составила 358 кН, что значительно превышает паспортные значения. Причиной повышенного усилия могут быть два фактора – работа с грузом повышенной массы и отклонение грузовых канатов от вертикали на большие углы.

Влияние угла раскачивания груза на усилие в рейке было определено экспериментально, с помощью записи данных об усилии в рейке при качающемся грузе 16 тонн, отклоняющемся на угол 15 градусов (рис. 4). При этом колебания вызывают дополнительные нагрузки с амплитудой 125 кН.

По результатам данного эксперимента можно точно утверждать, что работа крана с закидыванием грейфера «удочкой», когда грузовые канаты отклоняются от вертикали на угол, больше чем допустимый, значительно увеличивает усилие в рейке и наиболее опасно на максимальных вылетах, когда усилие в рейке максимально.

Полученные зависимости изменения усилия в рейке от вылета груза позволяют утверждать как о неуравновешенности стреловой системы ни по грузу, ни по собственному весу, так и о значительных потерях в шарнирах стреловой системы. Было определено, что при добавлении к подвижному противовесу груза массой 2,7 тонны максимальное усилие в рейке уменьшится до 110 кН.

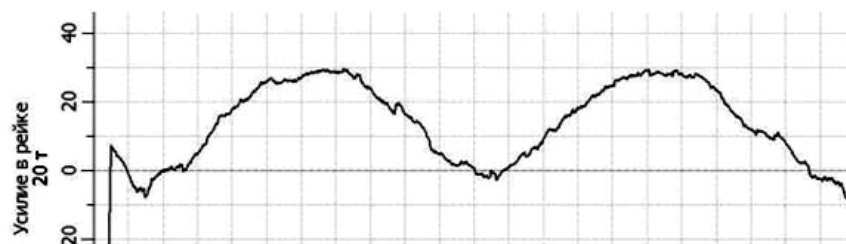


Рис. 4. Изменение усилия в рейке от раскачивания груза массой 16 т на угол  $15^\circ$  в зависимости от времени

На следующем этапе, перед добавлением дополнительного груза к противовесу, был проведен прочностной анализ балансира противовеса без дополнительного груза и с дополнительным грузом 5 т (рис. 5 и рис. 6).



Рис. 5. Напряженно-деформированное состояние коромысла подвижного противовеса без добавочного груза

В результате расчета было выявлено, что наибольшие напряжения возникают в верхнем листе коромысла подвижного противовеса и составляют: 75 МПа – без добавления веса и 150 МПа – после добавления груза массой 5 тонн.

Сравним полученные расчетные значения с пределом текучести металла, из которого изготовлена металлоконструкция – Ст 3сп. Определим коэффициенты запаса прочности металла металлоконструкции:

– без добавления груза:

$$k_1 = \frac{s_T}{s_1} = \frac{235}{75} = 3,13 ;$$

– с добавлением груза:

$$k_2 = \frac{s_T}{s_2} = \frac{235}{150} = 1,57,$$

где  $s_T$  – предел текучести для СтЗсп по ГОСТ 14637-89 для листов толщиной 20–40 мм;  $s_1$  – напряжения в верхнем листе коромысла подвижного противовеса без дополнительного веса;  $s_2$  – напряжения в верхнем листе коромысла подвижного противовеса при действии дополнительного груза массой 5 т.

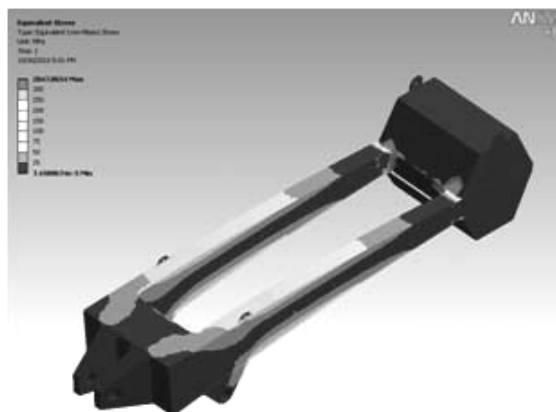


Рис. 6. Напряженно-деформированное состояние коромысла подвижного противовеса с добавочным грузом 5 т

Добавление к подвижному противовесу дополнительного груза массой до 5 т хотя и уменьшает коэффициент запаса прочности с 3,13 до 1,57, но оставляет его в допустимом диапазоне [5].

### ВЫВОДЫ

В результате проведенных исследований было выявлено, что причиной частых поломок зубьев промежуточных вал-шестерен редукторов механизма изменения вылета явилась повышенная неуравновешенность стреловой системы по грузу и по собственному весу, а также отклонение груза на канатах на углы, значительно превышающие допустимые значения.

Для уменьшения степени неуравновешенности стреловой системы по грузу и по собственному весу к подвижному противовесу был добавлен груз и произведен замер усилий в рейке в зависимости от вылета крана. Определено, что максимальное усилие в рейке отличается от паспортного на 10 %.

Добавление дополнительного груза к подвижному противовесу допустимо, так как при этом коэффициент запаса прочности металлоконструкции балансира подвижного противовеса остается не меньше величины, регламентированной справочной литературой.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Портальные краны. Расчеты и конструирование / А. Г. Ланг, И. С. Мазовар, В. С. Майзель. – 2-е доп. и перераб. изд. – М.; Л.: Машигиз, 1962. – 284 с.
2. Немчук А. О. Оценка работоспособности крановых металлоконструкций на основе численных методов / А. О. Немчук, М. Аю Стариков // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2006. – № 7. – С. 30–31.
3. Сурьянинов Н. Г. Применени программного комплекса ANSYS в расчетах механики разрушения / Н. Г. Сурьянинов, М. А. Стариков // Вестник Одесского национального морского университета. – 2005. – С. 172–180.
4. Шумило О. М. Оцінка дійсних запасів втомної міцності валів і осей / О. М. Шумило, М. А. Стариков // Проблемитехніки. – 2009. – № 1. – С. 89–96.
5. Соколов С. А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин : учебное пособие / С. А. Соколов. – СПб.: Политехника, 2005. – 423 с.