
УДК 539.3

Танченко А.Ю., Ткачук Н.А.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ
ЭЛЕМЕНТОВ ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ МАШИН ПРИ ДЕЙСТВИИ
КОМПЛЕКСА ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК**

Введение. Большое количество высоконагруженных машин работают в условиях действия комплекса динамических нагрузок – краны, перегружатели, экскаваторы и т.п. Особенностью их конструкции являются: большие габариты, секционно–модульная структура, наличие большого количества разъемных и неразъемных соединений между отдельными секциями. Особенностями нагрузок для таких машин является их динамический характер, многоцикловый закон приложения, а также (во многих случаях) перемещение места приложения нагрузки при выполнении технологической или транспортной операции. Особенности физико–механических процессов и геометрических элементов данных машин являются их работа в течении длительного времени (срок службы исчисляется десятками лет), в агрессивных средах (вызывающих коррозионный износ) или с абразивными материалами (вызывающими постепенную потерю верхних слоев материала).

В результате на этапе проектирования таких машин приходим к ситуации, когда для обеспечения выполнения критерия работоспособности в течение всего срока службы, увеличения производительности и снижения массы требуется решение задачи синтеза с комплексом критериев и ограничений, причем в качестве задачи анализа состояния необходимо решать задачи определения напряженно-деформированного состояния (НДС), оценки прочности и жесткости для изменяемых областей, при изменяемых механических характеристиках материала, причем все эти процессы взаимосвязанны и взаимовлияющие. Учитывая, что, как правило, исследуемые элементы высоконагруженных машин достаточно сложны по структуре, по форме и велики по размерам, то уже одно единичное решение получаемой задачи анализа состояния является сложной проблемой. Однако на этапе проектирования требуется проводить десятки, сотни и тысячи решений задач анализа, преимущественно численными методами. В связи с этим возникает следующий аспект задачи: организация такого подхода к пре- и постпроцессингу (дорасчетная подготовка и этап вывода и оценки результатов) в численных моделях, который позволяет в автоматизированном режиме формировать пакеты задач анализа, а также в автоматизированном же режиме обрабатывать результаты многовариантных исследований.

В работах Ткачука Н.А., Гусева Ю.Б., Танченко А.Ю. [1,2,3] подобные задачи ставились и решались на основе обобщенного параметрического подхода к описанию физико-механических процессов в сложных и сверхсложных механических системах [4,5,6] применительно к грейферным перегружателям. Однако сама задача анализа формировалась без учета многих важных факторов:

- влияние динамических нагрузок учитывалось только в виде коэффициентов динамичности, т.е. задача решалась в квазистатической постановке без предварительной оценки динамических свойств объекта и характеристик внешних нагрузок;
- влияние эффекта износа оценивалось при равномерном утонении того или иного листа или секции металлоконструкции (в то время как на практике чаще всего он бывает неравномерным по площади отдельных листов);
- не учитывался различный набор механических свойств материалов исследуемых конструкций (например, свойства материала сварного шва приравнивались к свойствам основного металла);
- не учитывались различные механизмы исчерпания несущей способности конструкции (вследствие усталости материала при многоцикловом нагружении; из-за накопления повреждаемости в объеме материала; из-за образования трещин);
- не был создан программно-модельный комплекс, в максимальной степени автоматизирующий весь процесс исследований.

Таким образом, возникает актуальная и важная задача совершенствования методов численного моделирования НДС элементов высоконагруженных машин с учетом утонения, снижения механических свойств материалов и с оценкой влияния динамических нагрузок и с анализом дифференцированного влияния всех перечисленных факторов на различные материалы конструкции. При этом требуется интеграция создаваемых моделей в процесс проектирования машин в среде САПР – CAD/CAE/CAM (ССС).

1. Постановка задачи. Рассматривается в общем виде задача синтеза структуры и параметров высоконагруженной машины (задаются массивом обобщенных параметров P_{var}) по критерию

$$I(P_{var}^*, u, f, t) \rightarrow \min, \quad (1)$$

где u – перемещения состояния,
 f – внешние нагрузки,
 t – время.

На характеристики состояния накладываются ограничения

$$H(u) \leq H^*, \quad (2)$$

где H^* – заданные ограничения на характеристики.

Требуется также обеспечить заданные технические характеристики машины:

$$T \geq T^*, \quad (3)$$

где T^* – нижняя граница технических характеристик.

Переменные состояния удовлетворяют уравнению состояния

$$L(u, p, f, t) = 0, \quad (4)$$

где L – оператор задачи (включает уравнения, описывающие НДС, износ, снижение механических свойств материала)

2. Общий подход к решению задачи. Уравнения (1–4) во многом соответствуют задаче, описанной и решенной в [7], однако в данном случае расширено множество учитываемых факторов (см. выше), что существенно усложняет задачу. В связи с этим нельзя применить описанный в [7] подход, поскольку он был нацелен на решение задачи синтеза при использовании упрощенных моделей задач анализа (4) и ограничений (2).

Предлагается новый подход к решению задач анализа (4), основанный на следующих гипотезах и допущениях:

– период собственных колебаний элементов $\tau^{(1)}$ исследуемых машин намного меньше характерного времени изменения эксплуатационной нагрузки $\tau^{(2)}$:

$$\tau^{(1)} \ll \tau^{(2)}; \quad (5)$$

– характерное время нагружения машины (длительность рабочего цикла) намного меньше характерного времени накопления многоциклового усталости $\tau^{(3)}$:

$$\tau^{(2)} \ll \tau^{(3)}; \quad (6)$$

– масштаб времени процесса износа материала $\tau^{(4)}$ намного превышает масштаб времени многоциклового усталости:

$$\tau^{(3)} \ll \tau^{(4)}. \quad (7)$$

Неравенства (5-7) образуют цепь неравенств, разделяющую масштабы исследуемых процессов:

$$\tau^{(1)} \ll \tau^{(2)} \ll \tau^{(3)} \ll \tau^{(4)}. \quad (8)$$

Здесь, соответственно, – доли секунд, секунды (минуты), годы, десятилетия.

Данная цепь (8) порождена разными факторами. Первое из неравенств – (5) – является не априори заданным, а достигается в процессе рационального проектирования той или иной машины и является, по сути, разновидностью критерия (2). Второе неравенство – (6) – следует из того, что обычно количество рабочих циклов при эксплуатации проектируемой машины составляет десятки миллионов (т.е. годы эксплуатации). Третье неравенство – (7) – определяется ответственными условиями работы таких машин и, соответственно, высокими нормативными ограничениями (утонение стенок не должно превышать 20–25% от номинального значения за 20–25 лет – обычный нормативный срок службы).

Таким образом, соотношения (8) позволяют использовать известные процедуры усреднения медленно меняющихся параметров во времени (в данном случае можно заменить на их фиксацию в некоторый момент более «медленного» времени). А это, в свою очередь, позволяет построить «пирамиду» процессов, каждый характерный уровень которой соответствует процессу с соответствующим масштабом времени, причем явления с «младшими» («быстрыми») временами зависят от «старших» («медленных») только параметрически. При этом явная обратная зависимость отсутствует, а проявляется только в момент итерационного выполнения ограничений (2), (3). В результате оператор состояния (4) можно «расслоить», представив в виде совокупности операторов L_i , а сам предполагаемый подход, интегрированный в процесс синтеза структуры и параметров проектируемой машины, представим в виде, показанном на рис. 1.

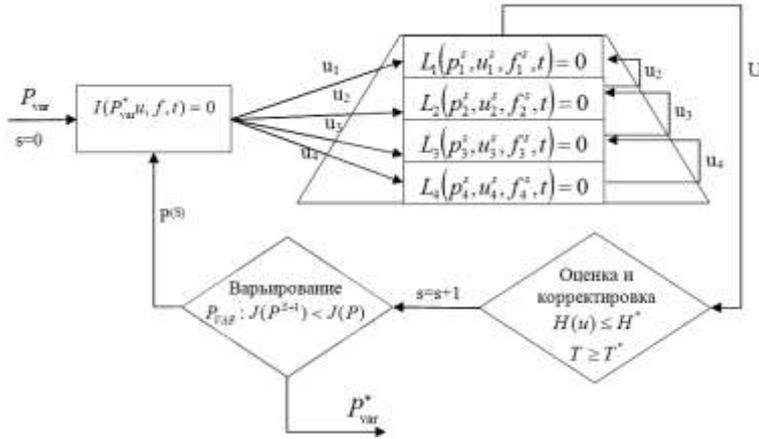


Рисунок 1 – Общая структура исследований

Предлагаемая структура исследований соединяет общность моделирования с идеей «стратификации» операторного описания процесса, соединяющего в себе несколько процессов с разными масштабами времени, а, значит, и с декомпозицией задачи анализа на подзадачи, более простые для решения. Этим самым достигается резкое снижение громоздкости исследуемых расчетных мо-

делей, уменьшение требований к вычислительным ресурсам, однако остается взаимосвязанность и взаимовлияние исследуемых процессов.

Поскольку используемый в работе метод обобщенного параметрического описания предполагается распространить и на этап численного моделирования, то тем самым решается задача интеграции процесса синтеза, проиллюстрированного на рис. 1, в общий процесс проектирования, реализуемый на предприятиях в настоящее время в среде CAD/CAE/CAM – систем. Необходимо заметить, что предлагаемый подход «масштабируем», т.е. может распространиться на большое количество «масштабов» $\tau^{(i)}$ без потери общности.

3. Применение предложенного подхода при проектных исследованиях конкретных машин.

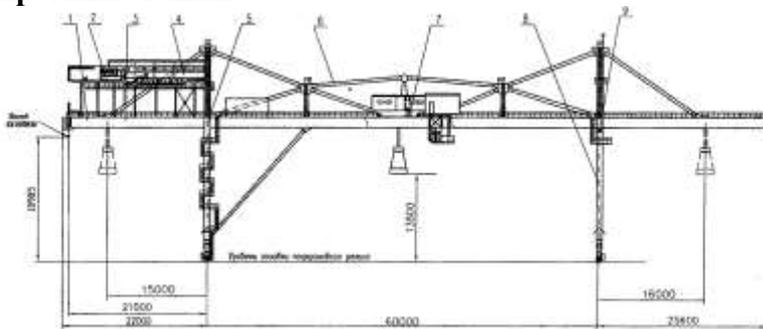


Рисунок 2 – Общий вид перегружателя ПМГ-20 ОАО «ГСКТИ»:

1 – главная балка; 2 – ремонтный кран; 3 – консоль жесткой опоры (ремонтная); 4 – ремонтное помещение; 5 – жесткая опора; 6 – шпренгельная система; 7 – грейферная тележка; 8 – шарнирная опора; 9 – шарнир

Рассмотрим реализацию предложенного подхода на примере исследования НДС спроектированного в ОАО «ГСКТИ», г. Мариуполь, уникального перегружателя ПМГ-20 (рис. 2) [8,9], особенностью эксплуатации которого является наличие всего комплекса факторов, перечисленных выше и определяющих работоспособность, нагрузочную способность и срок службы этой машины – это и высокая динамическая многоцикловая

подвижная нагрузка по перемещению грейферной тележки (60т. тележка + 20т. груза) по пролету (60м) с выездом на консоли (15м и 20м) на высоте 15м; причем рабочий цикл происходит в условиях воздействия агрессивной дисперсионной среды (технологический груз – уголь со специфическими добавками), плюс ко всему предъявляются высокие требования по сроку эксплуатации (25 лет). Кроме того, налагаются жесткие ограничения на массово-инерционные характеристики, а также в настоящее время присутствует стремление к уменьшению металлоемкости конструкции.

Мост перегружателя 1 опирается на жесткую 5 и шарнирную 8 опоры, последняя соединена с мостом шарниром 9. На консоли 3 со стороны жесткой опоры 5 расположены ремонтное помещение 4 и ремонтный кран 2. Мост выполнен из двух коробчатых балок, по верхнему поясу которых передвигается грейферная тележка 7, и усилен шпренгельной системой 6.

Рассмотрим некоторые аспекты проблемы.

3.1 Динамические характеристики металлоконструкции перегружателя. Учитывая благоприятный для исследуемой машины характер нагружения в случае превышения низшей собственной частоты частоты возмущающей нагрузки, можно сформулировать следующие подзадачи анализа динамических характеристик металлоконструкции исследуемой машины и синтеза ее параметров по динамическим критериям:

- чувствительность спектра собственных частот колебаний к изменению массогабаритных параметров перегружателя;
- влияние массы рабочего груза на спектр собственных частот колебаний перегружателя;
- чувствительность спектра собственных частот к изменению структуры перегружателя;
- рекомендации по выбору конструктивных схем и геометрических параметров перегружателя.

3.1.1 Для оценки влияния изменения массогабаритных параметров на спектр собственных частот и собственных форм колебаний были исследованы их зависимости от следующих параметров:

- 1) варьирование толщин секций мостовых балок в пределах от 50 до 200% от номинальных толщин [10,11];
- 2) варьирование толщин элементов шпренгельной системы в диапазоне 50–200%;
- 3) варьирование толщин опор - в тех же пределах;
- 4) варьирование толщин периферийных и центральных участков (секций) мостовых балок - в тех же пределах;
- 5) перераспределение толщин (с сохранением общей массы) между мостовыми балками и шпренгельной системой.

На рис. 3 – некоторые собственные формы колебаний конструкции при варьировании указанных параметров, на рис. 4 – соответствующие спектры собственных частот.

На рис. 4 представлены данные для дискретного набора толщин (50-200%) для первых тридцати значений собственных частот. По вершинам столбцов значений собственных частот можно судить о глобальных изменениях

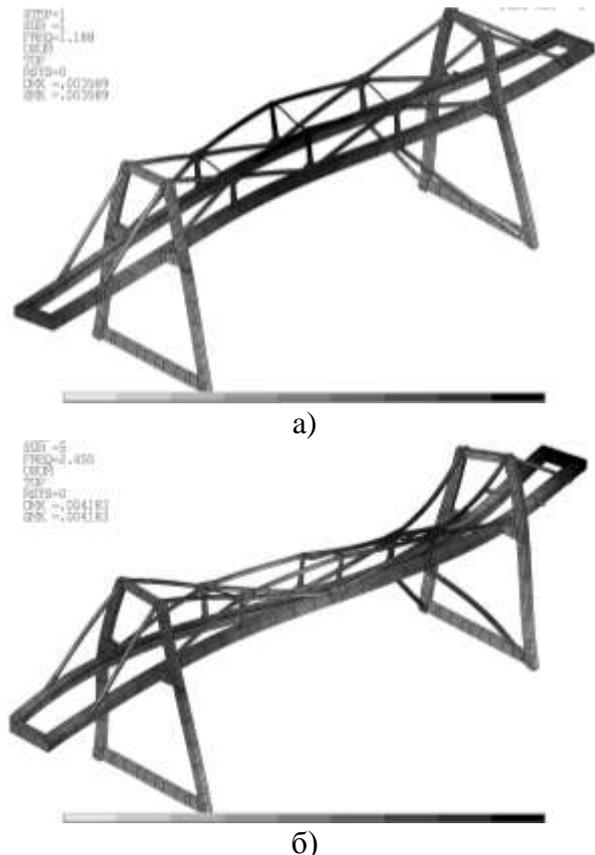


Рисунок 3 – Собственные формы колебаний крана перегружателя ПМГ-20:
а) первая собственная форма (1,18 Гц);
б) пятая собственная форма (2,45 Гц)

в системе. Для более наглядной визуализации отличий далее приводится рисунок 5, на котором изображаются значения, выраженные в процентном отношении в отклонении от номинальных (100%).

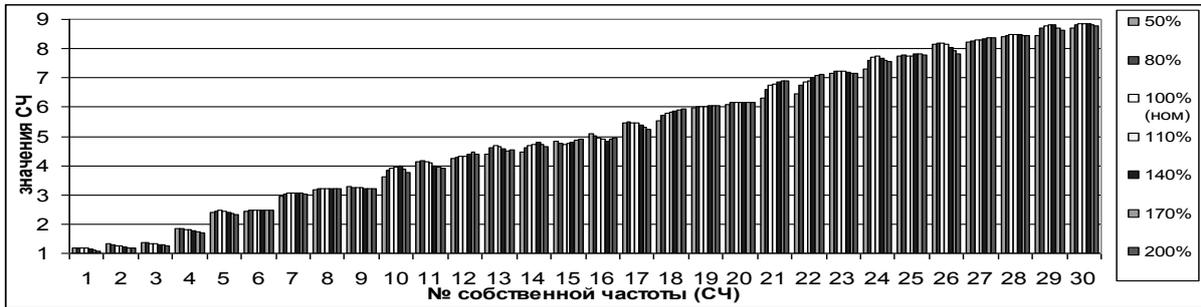


Рисунок 4 – Изменение спектра собственных частот при изменении толщин секций главных балок крана-перегрузателя ПМГ-20



Рисунок 5 – Отличие собственных частот от номинальных при изменении толщин секций главных балок крана-перегрузателя ПМГ-20

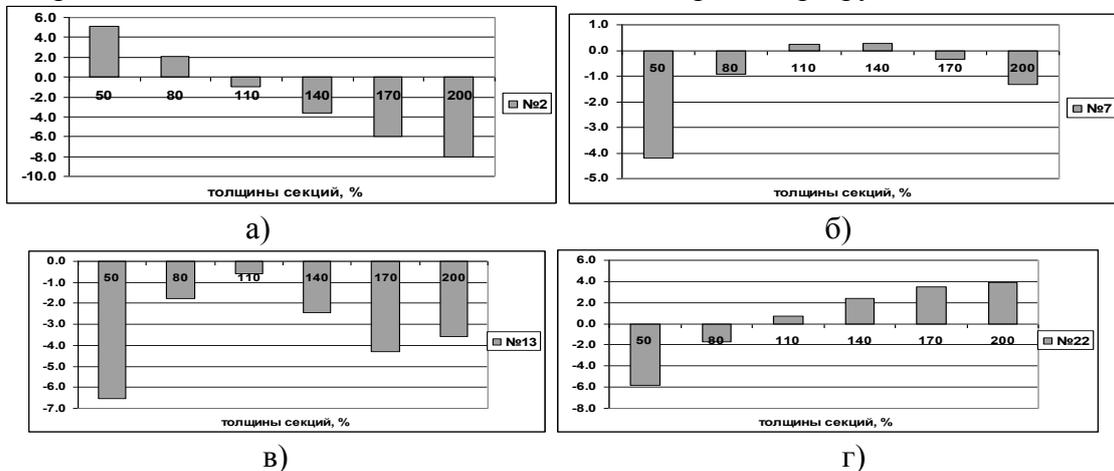


Рисунок 6 – Изменение значений собственных частот при варьировании толщин секций главных балок (а–г – для 2, 7, 13 и 22-ой собственных частот)

На рис. 6 представлен результат изменения собственных частот в результате изменения толщин главных балок на примере нескольких собственных форм.

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

- изменение собственных значений лежит в пределах 5–10%, причем как в сторону уменьшения, так и увеличения;
- нет четко выраженной тенденции к увеличению/уменьшению значений СЧ с утолщением/утонением секций главных балок.

3.1.2 Масса и положение рабочего груза, естественно, сказывается на динамиче-

ских характеристиках всей системы «перегрузатель – грейферная тележка», поскольку масса тележки достигает 20% от массы всего крана-перегрузателя. В связи с этим исследованы собственные частоты всей системы при пяти положениях тележки (центр пролета, над «жесткой», «шарнирной» опорами, на консолях – рабочей и ремонтной). При этом масса тележки варьировалась от 50 до 200% от номинальной.

На рис. 7 представлены собственные формы колебаний, а на рис. 8 – спектры собственных частот колебаний исследуемой системы.

На рис. 9 приводятся отличия собственных частот при передвижении грейферной тележки в сравнении с СЧ при ее отсутствии. Рисунок 10 демонстрирует изменение собственных частот при различных положениях грейферной тележки.

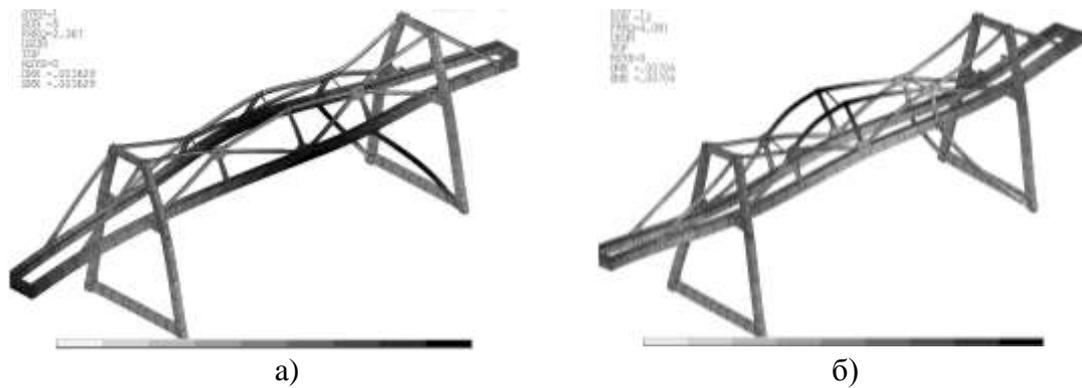


Рисунок 7 Собственные формы колебаний крана перегружателя ПМГ-20:
а) 5-я собственная форма (2,36 Гц); б) 12 собственная форма (4,08 Гц)

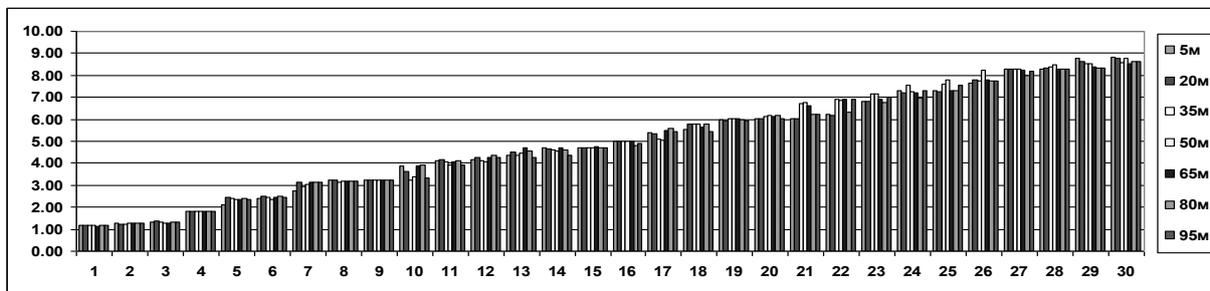


Рисунок 8 – Спектр собственных частот при изменении положения грейферной тележки

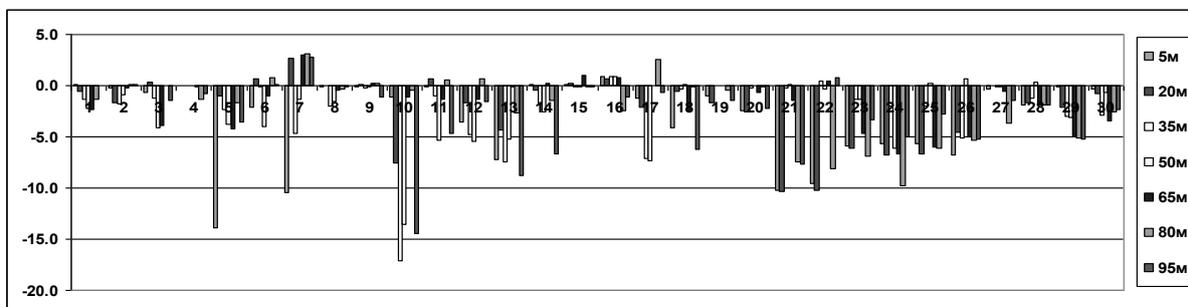


Рисунок 9 – Отличие собственных частот от номинальных, %, при изменении положения грейферной тележки, м

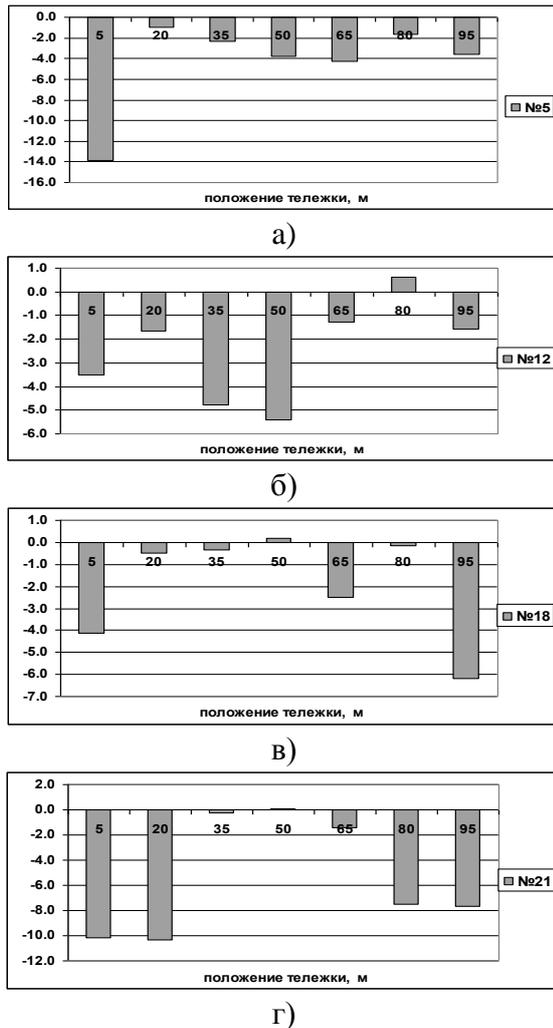


Рисунок 10 – Изменение значений собственных частот при изменении положения грейферной тележки (а–г – соответственно для 5, 12, 18 и 21 собственных форм)

Анализ полученных результатов позволяет заключить:

- диапазон изменений собственных значений от номинальных лежит в пределах 5 (увеличения) и 20% (уменьшения);
- положение грейферной тележки довольно сильно влияет на спектр собственных частот и форм (присутствует миграция собственных форм колебаний)

3.1.3 Для определения влияния силовой структуры на динамические свойства металлоконструкции перегружателя было проведено варьирование шпренгельной системы путем изъятия и добавления подкосов и раскосов в исходную конструкцию-прототип. В качестве прототипа был выбран перегружатель фирмы «FEB FTA», (г. Лейпциг, Германия).

На рис. 11 приводятся собственные формы колебаний, а на рис. 12 – спектры собственных частот колебаний исследуемой системы при варьировании толщин раскосов шпренгельной системы. Процентное отличие значений собственных частот при изменении толщин раскосов по сравнению с номинальными толщинами (100%) представлено на рисунке 13.

На рис. 14 на примере нескольких собственных форм демонстрируется изменение собственных частот при варьировании толщинами раскосов шпренгельной системы.

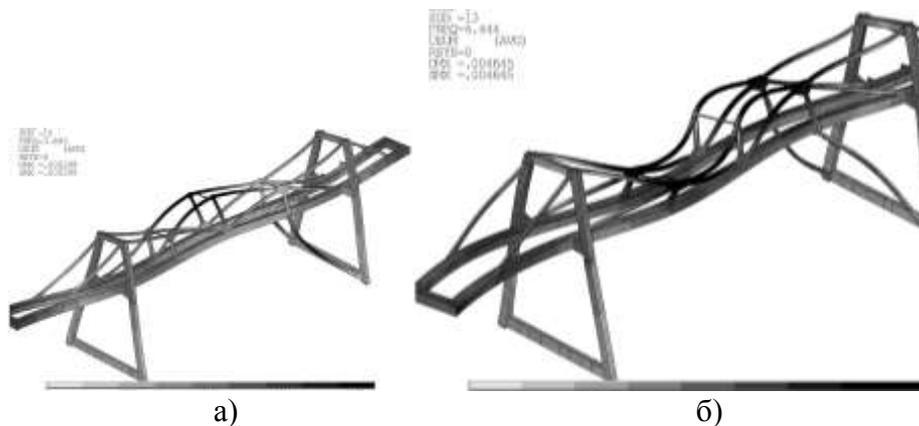


Рисунок 11 – Собственные формы колебаний крана перегружателя ПМГ-20:
а) 5-я собственная форма (2,36 Гц); б) 12 собственная форма (4,08 Гц)

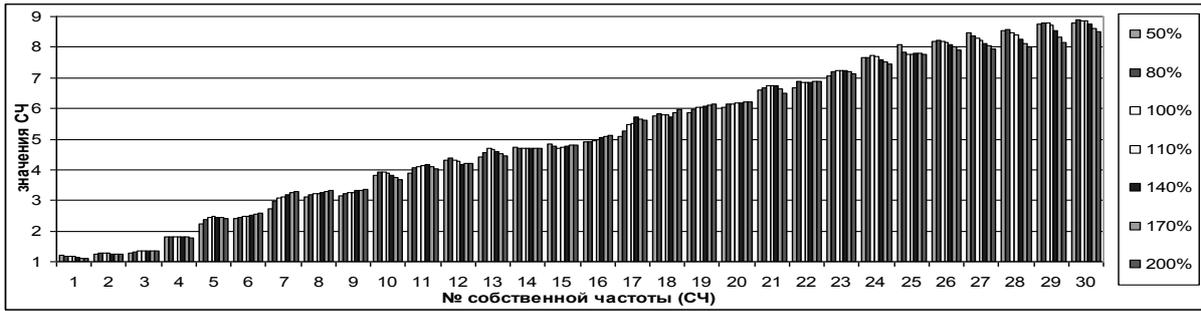


Рисунок 12 – Спектр собственных частот при изменении толщин раскосов шпренгельной системы крана-перегрузателя ПМГ-20 в диапазоне 50–200%



Рисунок 13 – Отличие собственных частот от номинальных, % при изменении толщин раскосов шпренгельной системы крана-перегрузателя ПМГ-20 в диапазоне 50–200%

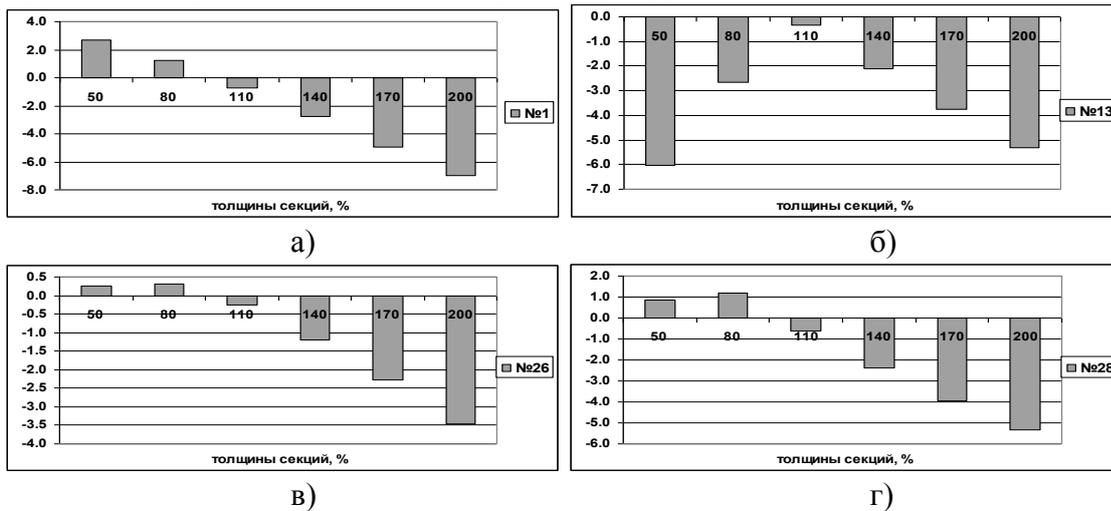


Рисунок 14 – Изменение значений собственных частот при изменении положения грейферной тележки (а–г – соответственно 1, 13, 26 и 28 собственные частоты)

Анализ полученных результатов позволяет выделить следующее:

- диапазон изменений собственных частот от номинальных лежит в пределах -12 % – +8 %;
- присутствует тенденция к уменьшению собственных частот с увеличением толщин раскосов шпренгельной системы.

3.1.4 Естественно, что оптимизацию структуры и параметров металлоконструкции перегружателя необходимо в строгой постановке осуществлять с учетом спектра вынуждающих усилий.

Однако уже предварительный анализ полученных результатов позволяет сформулировать следующие очевидные рекомендации по повышению его собственных частот колебаний:

- 1). Положительный эффект оказывает усиление шпренгельной системы.
- 2). Рекомендуется перераспределение массы из основной балки в шпренгельную систему.
- 3). Достаточно плотный спектр собственных колебаний остается достаточно плотным при всех рассмотренных вариантах изменения конструкции перегружателя.

Таким образом, можно заключить, что рекомендуется ужесточение шпренгельной системы перегружателя путем введения дополнительных раскосов и утолщения ее элементов (даже за счет утонения остальных элементов конструкции). В результате можно рекомендовать в качестве рационального варианта в исходный прототип ввести по две пары дополнительных раскосов, а также перераспределить 20% массы мостовых балок в шпренгельную систему.

3.2 Влияние утонения силовых элементов конструкции перегружателя. В работе [8] проведен анализ влияния утонения отдельных секций, раскосов и всей конструкции в целом на НДС. В то же время, как показывает анализ результатов обследования подобных машин [9], утонение разных листов одной и той же секции (и даже отдельных частей одного и того же листа) происходит неравномерно. С целью учета этого фактора в настоящих исследованиях предусмотрены специальные параметры неравномерного утонения в пределах отдельно взятого листа. На рис. 15 представлены характеристики утонения, которое состоит из двух компонент: средней (постоянной по толщине) плюс отклонение, характеризуемое четырьмя узловыми значениями (связаны соотношением

$$\sum_{i=1}^4 \delta_i = 0).$$

7

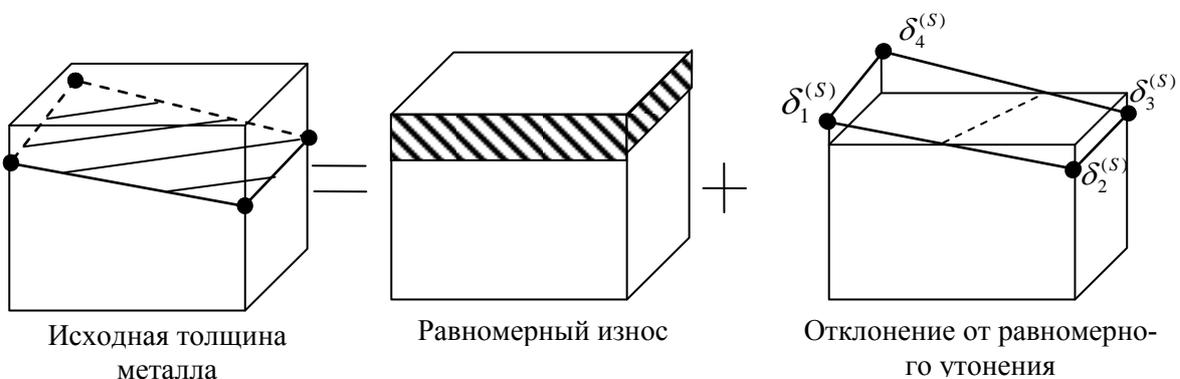


Рисунок 15 – Представление утонения путем разложения на составляющие компоненты

Таким образом, по сравнению с работой [7], получаем, во-первых, возможность индивидуализировать степень износа по отдельным листам, а, кроме того, в пределах каждого листа. Этим самым обеспечивается большая вариативность модели, а, значит, и достоверность и полнота моделирования НДС в зависимости от механизма утонения.

В качестве иллюстрации предложенного подхода представлены результаты расчетов НДС перегружателя (рис. 16) с равномерным утонением листов секции мостовой балки (I), с утонением преимущественно нижних частей боковых листов (II) и, наоборот – верхних (III).

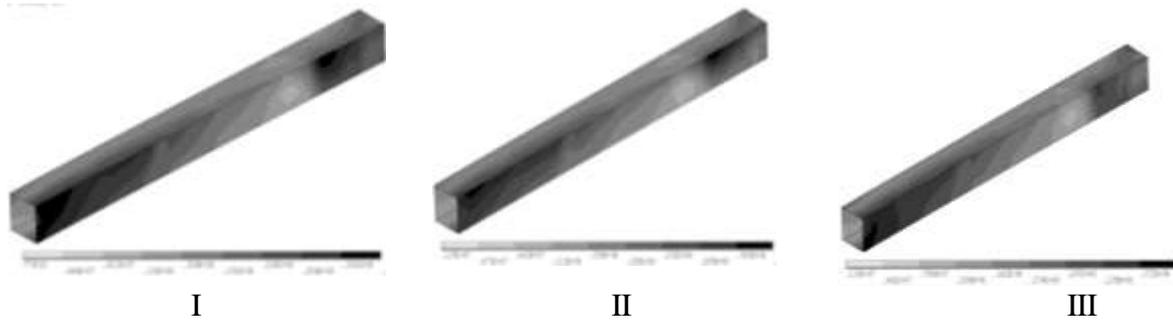


Рисунок 16 – Эквивалентные напряжения в первой секции главной балки с учетом неравномерности утонения:

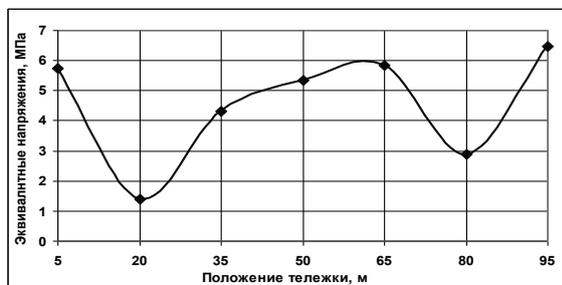
I – равномерное утонение боковых листов

II – утонение преимущественно нижних частей боковых листов

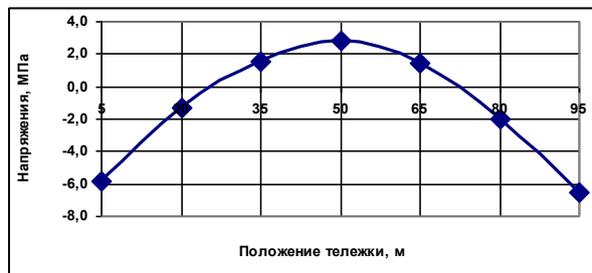
III – утонение преимущественно верхних частей боковых листов

На рис. 16 видно, что неравномерность утонения только лишь одной секции носит различный как качественный, так и количественный характер, и достигает отличия 3% во II случае и 6% в III (по сравнению с равномерным (I)).

3.3 Влияние изменения положения перемещаемого груза на НДС основных элементов металлоконструкции перегружателя. Для определения данного влияния была произведена серия расчетов по изменению места приложения нагрузки (моделирование подвижной нагрузки от грейферной тележки). В результате этого были получены зависимости напряжений от положения тележки для различных точек конструкции. На рис. 17 представлены графики изменения напряжений в точке, расположенной в середине пролета главной балки.



а)



б)

Рисунок 17 – Зависимость напряжений от места приложения нагрузки (перемещение грейферной тележки) в некоторой точке главной балки расположенной в середине пролета:

а - эквивалентные напряжения, б – продольная компонента напряжений

5м – положение над ремонтной консолью; 20м – положение над жесткой опорой; 50м – середина пролета; 80м – положение над шарнирной опорой; 95м – положение над консолью за шарнирной опорой

Из рисунка 17 видно, что тележка, даже будучи сильно удаленной от места снятия данных (середина пролета главной балки), оказывает существенное (соизмеримое с положением непосредственно над точкой измерения) влияние на напряжения в срединных частях главных балок. Таким образом, материал срединных секций (середина пролета между опорами) оказывается в нагруженном состоянии даже в моменты выезда тележки на консоли, причем имеются периоды спада (положения над опорами), а затем

вторичного нагружения срединных секций. Это влечет за собой цикличность не только от самого характера рабочего процесса (перемещение сыпучего груза), но и в течение одного рабочего цикла.

В реальности рабочий ход характеризуется передвижением не по всему рельсовому полотну, а из положения между опорами (загрузка) в положение за шарнирной опорой (выгрузка). На рис. 18 представлен график зависимости продольной компоненты напряжений от перемещения грейферной тележки в рамках рабочего цикла (нагружение-перемещение-разгрузка-обратный ход).

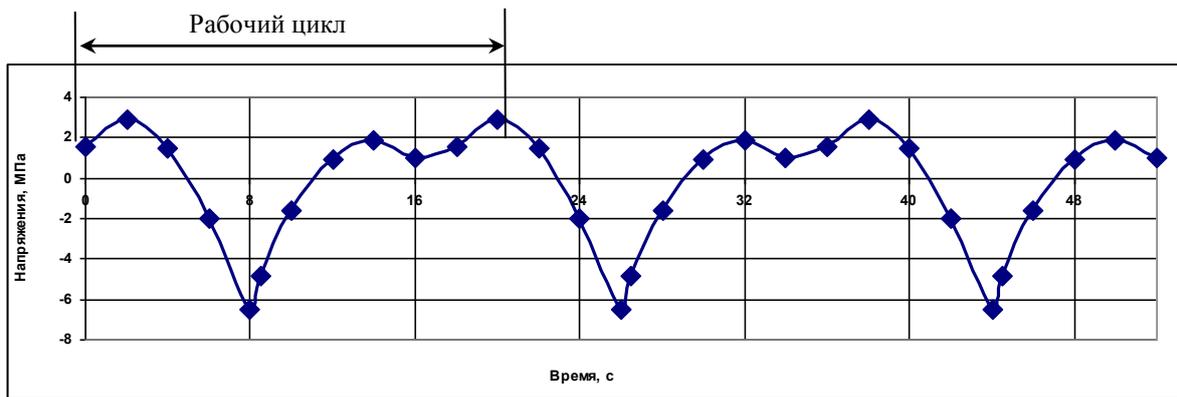


Рисунок 18 – График зависимости напряжений от перемещения тележки при рабочем режиме

Анализируя график на рис. 18, можно наблюдать знакопеременный характер нагружения срединных частей главных балок, причем процесс происходит относительно быстро (секунды), что в свою очередь свидетельствует об интенсивности многоциклового нагружения конструкции с возможным накоплением разного рода повреждаемости, как внутри самого материала, так и структурных элементов.

4. Численная реализация предложенного подхода. Основным механизмом реализации предложенного в работе подхода являются, во-первых, построение специальным образом создаваемых параметрических геометрических, расчетных и конечно-элементных моделей исследуемых конструкций. Во-вторых, требуется создание программного модуля, осуществляющего изменения параметров и перестройку всего множества моделей исследуемого объекта. В-третьих, требуется программно реализованный способ внешней по отношению к базовой CAD/CAE-системе постпроцессорной обработки результатов расчетов. И, в-четвертых, необходим специфический модуль направленного варьирования параметров моделей и организации расчетов в автоматическом режиме. Предъявляемым требованиям удовлетворяет специально созданный программно - аппаратный комплекс, позволяющий в разной степени варьировать входными параметрами, видами расчетов, анализировать выходные данные, а также структурировать результаты серии расчетов. Некоторые его элементы описаны в работах [1–11]. В дальнейшем на этой базе можно построить программно-модельный комплекс с более широкими функциональными возможностями.

Заключение. Несмотря на относительную простоту конструкции и сравнительно небольшую грузоподъемность, в ходе проведения численных экспериментов подтвержден сложный и интенсивный характер изменения напряженно-деформированного состояния. В рамках исследования действия подвижной нагрузки был выявлен знакопеременный характер изменения напряжений в наиболее ответственных элементах ис-

следуемой конструкции – главных балках. Поэтому в дальнейшем планируется дополнительно исследовать влияние данного эффекта на выносливость элементов конструкции данного типа машин. Планируется усовершенствовать разработанный специализированный программно–модельный комплекс и получить новые результаты моделирования НДС элементов высоконагруженных машин.

Литература: . Гусев Ю.Б. К вопросу об исследовании напряженно-деформированного состояния металлоконструкции перегружателя ПМГ–20 // Вестник НТУ „ХПИ”. Тематический выпуск „Машиноведение и САПР”, 2006. – №24. – с.70-75. ². Гусев Ю.Б., Литвиненко А.В., Танченко А.Ю. К вопросу моделирования напряженно-деформированного состояния металлоконструкции углеперегрузателя // Вісник НТУ “ХПІ”. Тем. вип.: Транспортне машиностроєння, 2007. – №33. – с.41-45. ³. Гусев Ю.Б., Танченко А.Ю. Обеспечение технического уровня сложных пространственных конструкций на основе моделирования физико-механических процессов на примере обоснования параметров мостового перегружателя // Вісник НТУ “ХПІ”. Тем. вип.: Машинознавство та САПР, 2008. – №14. – С.34-46. ⁴. Чепурной А.Д., Глинин Г.П., Гусев Ю.Б., Пеклич М.М., Барчан Е.Н., Ткачук Н.А. Расчетно-экспериментальный метод определения параметров элементов машиностроительных конструкций // Вестник НТУ „ХПИ”. Тематический выпуск „Машиноведение и САПР”, 2005. – №53. – с.162-176. ⁵. Ткачук Н.Н., Гусев Ю.Б., Танченко А.Ю., Васильев А.Ю. Системный подход к проектированию, анализу и синтезу элементов зубчатых передач и транспортных средств на основе взаимного обмена данными между подсистемами // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Наукове фахове видання, Мелітополь, 2006. – вип.36. – с.115-121. ⁶. Ткачук Н.А., Головченко В.И., Барчан Е.Н., Гусев Ю.Б., Глинин Г.П. Структура специализированных систем автоматизированного анализа и синтеза сложных механических систем // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, 2007. – №9(115). – частина 1 – с.206-216. ⁷. Гусев Ю.Б. Обґрунтування параметрів високонавантажених машин на основі моделювання напружено-деформованого стану з урахуванням деградації властивостей основних елементів // Автореферат на здобуття наукового ступеня к.т.н. – Маріуполь 2009. – 20с. ⁸. Гусев Ю.Б., Танченко А.Ю. К вопросу об оптимальном синтезе элементов мостовых перегружателей // Вісник НТУ “ХПІ”. Тем. вип.: Машинознавство та САПР, 2008. – №9. – С.43-66. ⁹. Гусев Ю.Б. К вопросу о диагностировании состояния металлоконструкции углеперегрузателя // Вестник НТУ „ХПИ”. Тематический выпуск „Динамика и прочность машин”, 2007. – №38. – с.50-58. ¹⁰. Гусев Ю.Б., Танченко А.Ю. К вопросу о техническом состоянии кранов-перегрузателей // Вісник НТУ “ХПІ”. Тем. вип.: Машинознавство та САПР, 2008. – №2. – с.54-70. 1. Гусев Ю.Б. Общий подход к обеспечению долговечности, работоспособности и сохранения нагрузочной способности мостовых перегружателей // Восточно-европейский журнал передовых технологий, 2008. – №3. – С. 39-43.

Танченко А.Ю., Ткачук М.А.

**МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ
ВИСОКОНАВАНТАЖЕНИХ МАШИН ПРИ ДІЇ КОМПЛЕКСУ ДИНАМІЧНИХ
НАВАНТАЖЕНЬ**

Стаття присвячена особливостям вирішення проблем на етапі розробки високонавантажених машин. Запропоновано метод врахування важливих чинників. Проведено аналіз впливу цих чинників на напружено-деформований стан машини на прикладі крана-перевантажувача.

Tancheko A.U., Tkachuk N.A.

MODELLING OF THE STRESS AND DEFORMED STATE OF ELEMENTS
HEAVYLOAD MACHINERY UNDER ACTION OF THE COMPLEX DYNAMIC
LOADINGS

Article is devoted features of the decision of problems at development cycle heavyload machinery. The method of the account important factors is offered. The analysis of influence this factor on the stress and deformed state by example of bridge loaders is carried out.
