

УДК 621.313.322-82

## ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОВЫХ И МЕХАНИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ КРУПНЫХ УЗЛОВ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ-ДВИГАТЕЛЕЙ

<sup>1,2</sup> А. В. Третьяк, канд. техн. наук,  
[alex3tretjak@ukr.net](mailto:alex3tretjak@ukr.net)

<sup>1</sup> А. Ю. Шуть,  
[alekspetm@gmail.com](mailto:alekspetm@gmail.com)

<sup>2</sup> П. Г. Гакал, д-р техн. наук,  
[pavlo.gakal@gmail.com](mailto:pavlo.gakal@gmail.com)

<sup>1</sup> ГП «Завод «Электротяжмаш»,  
61089, Украина, г. Харьков, пр. Московский, 299

<sup>2</sup> Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ»,  
61070, Украина, г. Харьков, ул. Чкалова, 17

Выполнен детальный анализ конструкции гидрогенератора-двигателя предельной мощности с воздушным охлаждением. Показано, что крестовина гидрогенератора зонтичного типа воспринимает динамические нагрузки, обусловленные силами, действующими в трех плоскостях. При этом их учет аналитическими методами не представляется возможным. Для трехмерного расчета необходимо учесть тепловые и механические факторы, а также особенности применяемого листового проката. В ходе решения поставленной задачи с учетом тепловых нагрузок предлагается дискретное разбиение крестовины на  $n$ -е количество участков. Критерий сходимости для решения обратной задачи основан на сохранении общего теплового баланса конструкции с учетом ограниченной точности измерительных приборов. Обоснован выбор допустимых напряжений с учетом наличия раковин в структуре металла, не превышающих своего класса сплошности для выбранного металлопроката. Предлагается в зону с наименьшими запасами прочности ввести "элементарный дефект" как окружность с геометрическими данными согласно ограничениям по сплошности. При этом коррекция подбора параметров сетки конечных элементов для введенного дефекта осуществляется, как и для пластины с эксцентрично расположенными отверстиями. Сетку уменьшают до того момента, при котором разница по максимальным напряжениям в одних и тех же узлах станет не более 0,04%. Механические нагрузки задаются в классической постановке. В ходе работы установлено, что запасы прочности крупных узлов генератора должны регламентироваться качеством используемого металлопроката, а механические расчеты учитывать тепловые факторы.

**Ключевые слова:** турбогенератор, механические напряжения, тепловой процесс, дефекты металла.

### Введение

Проблема расчета напряженного состояния крупных узлов гидрогенераторов до сегодняшнего дня полностью не решена. Как правило, нересурсные узлы, такие, как крестовины, в процессе своей эксплуатации воспринимают и передают динамические нагрузки от ротора на подшипник, от подшипника к крестовине и от крестовины далее к фундаменту. При этом зачастую допускаемые напряжения не всегда являются ограничивающим фактором. Возникающие вибрации, порожденные недостаточной жесткостью конструкции, могут приводить к разрушению агрегата.

### Постановка задачи

Для обеспечения надежной работы гидрогенератора необходимо пересмотреть концепцию расчетов напряженного состояния крестовины и учесть влияние тепловых и механических нагрузок, а также действительную структуру металла, используемого при производстве. Нужно решить следующие задачи:

1. Провести анализ общей конструкции гидрогенератора.
2. Разработать метод определения граничных условий, основанный на экспериментальных данных для обратной тепловой задачи.
3. Представить метод учета дефектов в структуре при выборе допустимых напряжений.
4. Определить напряженно-деформированное состояние крестовины в трехмерной постановке.

### Анализ конструкции гидрогенератора

Конструкция рассматриваемого гидрогенератора-двигателя выполнена в вертикальном исполнении, зонтичного типа с одним направляющим подшипником (1), размещенным в масляной ванне крестовины (3) над ротором (9) и с опорой подпятника (8) на крышке насоса-турбины (см. рис. 1).

© А. В. Третьяк, А. Ю. Шуть, П. Г. Гакал, 2018

Возбуждение гидрогенератора-двигателя осуществляется от системы тиристорного независимого возбуждения.

Втулка остова ротора (10) соединена с валом насоса-турбины при помощи фланцев. К верхней части втулки ротора крепится вал-надставка, на котором размещаются втулка направляющего подшипника и контактные кольца.

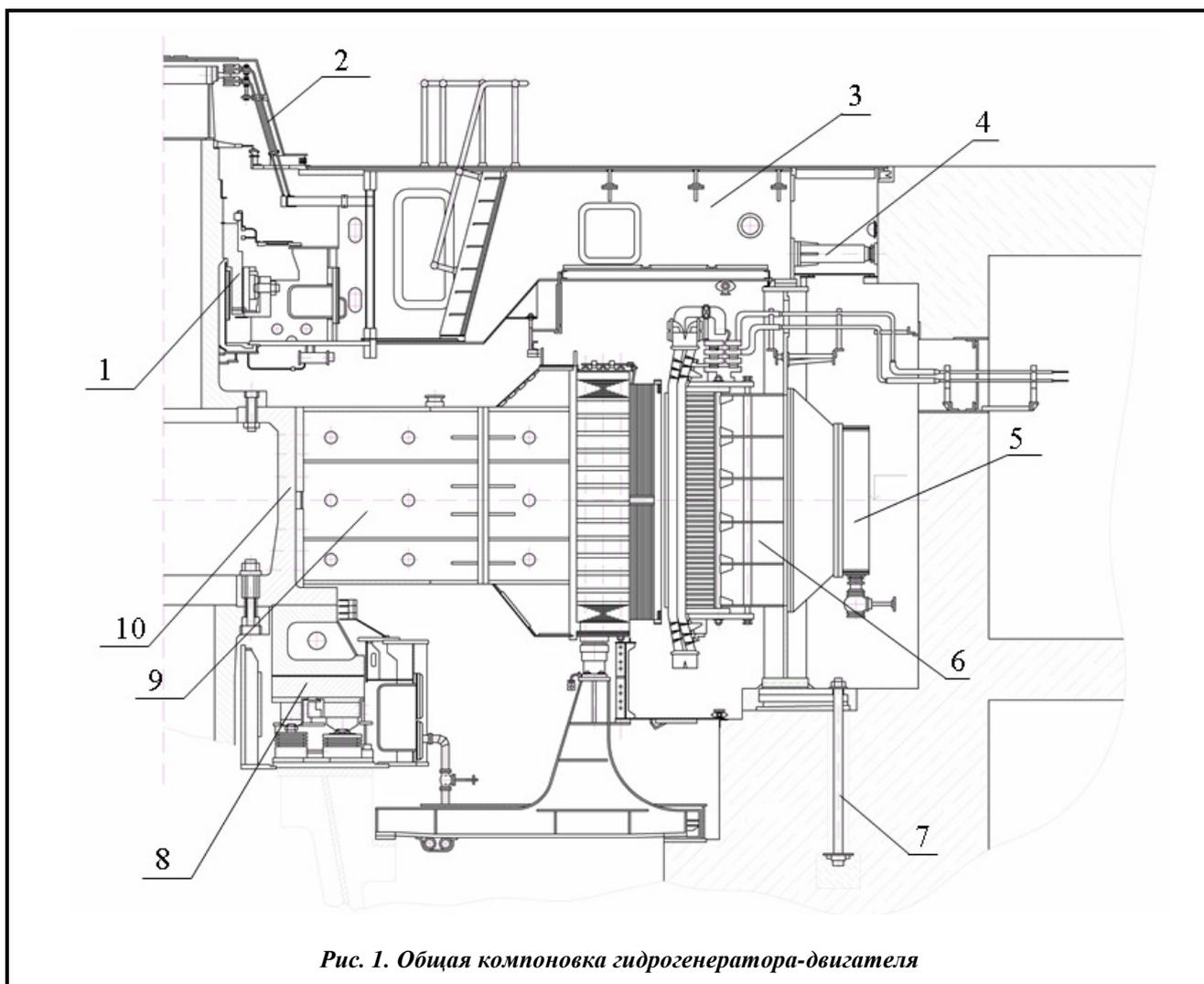
Статор (6) устанавливается на фундамент внутри шахты гидрогенератора-двигателя и крепится к фундаменту с помощью анкерных шпилек (7). На верхнюю полку корпуса статора опирается крестовина с распорными домкратами (4). Рифленое перекрытие крестовины расположено на одном уровне с полом машинного зала.

В центральной части над крестовиной установлена подставка (колпак) (2), внутри которой крепится траверса контактных колец. Перекрытие шахты насоса-турбины, устанавливаемое на балках под ротором гидрогенератора-двигателя, служит площадкой для обслуживания подпятника и тормозов.

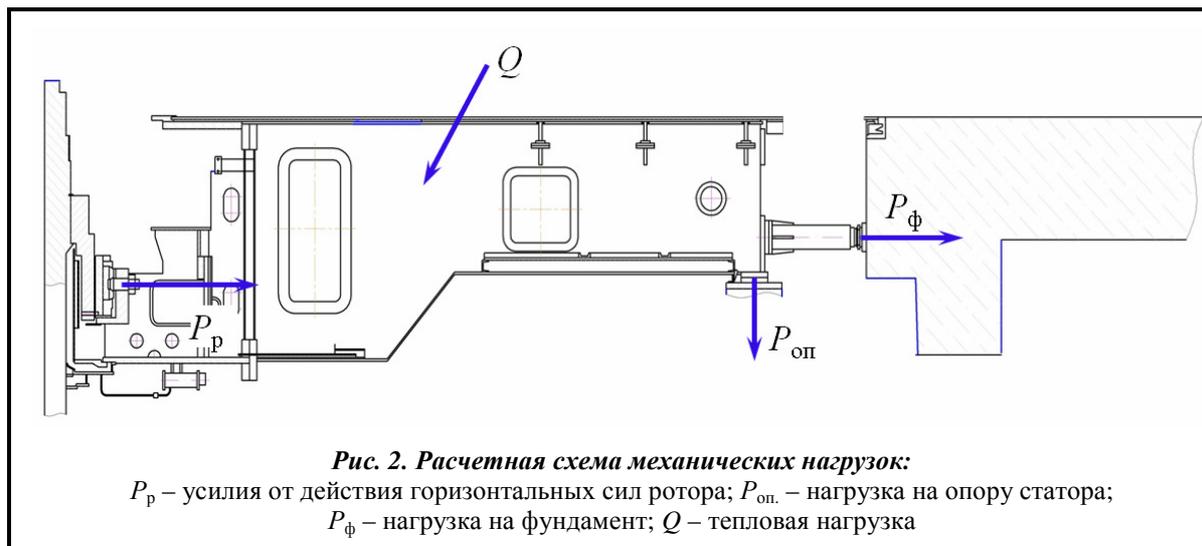
Вентиляция гидрогенератора-двигателя осуществляется по замкнутому циклу с частичным отбором горячего воздуха для обогрева машинного зала. Воздухоохладители (5) расположены вокруг корпуса статора гидрогенератора-двигателя. Зоны холодного и горячего воздуха разделены верхним и нижним воздухоразделяющими щитами.

Направление вращения гидрогенератора-двигателя в генераторном режиме – по часовой стрелке, в двигательном режиме – против часовой стрелки, если смотреть сверху.

На рис. 2 представлена расчетная схема передачи усилий от элементов гидроагрегата к фундаментным плитам.



*Рис. 1. Общая компоновка гидрогенератора-двигателя*



Исходя из представленной схемы можно сделать вывод, что воздействующие нагрузки являются разнофакторными и их учет может быть выполнен лишь в трехмерной постановке.

Для расчета механической прочности крестовины с помощью базового аналитического метода задаются напряжения вдоль одной горизонтальной оси с последующим определением податливости и резонансных частот.

Суммарный прогиб лапы и центральной части будет установлен согласно

$$\bar{U} = \bar{U}_1 + \bar{U}_2 + \bar{U}_3 + \bar{U}_4 + \bar{U}_5,$$

где  $\bar{U}_1$  – прогиб конца лапы от сил выкручивания центральной части;  $\bar{U}_2$  – перемещения, вызванные действием крутящего момента;  $\bar{U}_3$  – перемещения от перерезающей силы;  $\bar{U}_4$  – перемещения от действия сил тяжести на ребра;  $\bar{U}_5$  – тепловые перемещения.

При этом считается, что температура крестовины соответствует температуре элементов агрегата в машинном зале.

В работе [1] представлен новый метод определения теплового состояния крестовины гидрогенератора-двигателя мощностью 300 МВт. Установлена возможность перехода от двухмерной постановки к трехмерной. Однако для решения поставленной задачи необходимо выбрать начальные и граничные условия для тепловой задачи. Согласно методу, указанному в работе [2], тепловое состояние целой конструкции гидроагрегата может быть определено методом CFD в трехмерной постановке. Для задания начальных и граничных условий вначале необходимо установить тепловыделения конструкции

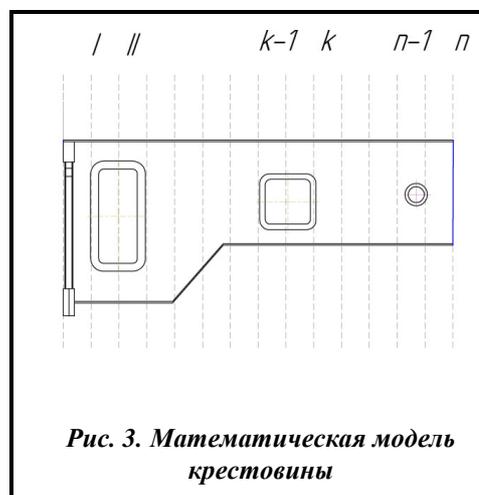
### Решение тепловой задачи

Существуют следующие виды потерь для гидрогенераторов-двигателей:

- вентиляционные;
- механические;
- электрические – в обмотках ротора и статора;
- электрические – в активной стали статора и ротора;
- добавочные.

Для сохранения теплового баланса конструкции вентиляционные потери должны компенсировать все остальные.

Однако не всегда удастся точно определить добавочные потери, в связи с чем предлагается рассмотреть возможность решения обратной тепловой задачи на основе замеров температур на действующих гидроагрегатах.



Для определения теплового состояния крестовины гидрогенератора необходимо решить обратную тепловую задачу, т. е. восстановить начальные и граничные условия для определения механических напряжений.

Предлагается дискретно разбить крестовину на  $n$ -е количество участков (см. рис. 3) для решения тепловой задачи.

При этом расчет температур основных элементов конструкции может быть определен как

$$\text{– температура в центре пластины } t_{0k} = t + \frac{q_v \delta}{\alpha} + \frac{q_v \delta^2}{2\lambda},$$

$$\text{– температура на поверхности пластины } t_{ck} = t + \frac{q_v \delta}{\alpha},$$

$$\text{– плотность теплового потока } q_k = -\lambda \left( \frac{q_v \delta}{\lambda} \right) = q_v \delta.$$

Тогда для установившегося решения, при котором  $T = \text{const}$ ,  $q = \text{const}$ , используется критериальное уравнение, где местный и средние коэффициенты теплоотдачи при развитом турбулентном режиме течения воздуха ( $Ra \geq 6 \cdot 10^{10}$ ) при  $T_w = \text{const}$  и при  $q_w = \text{const}$  находят по формулам [3]

$$Nu_{f,x} = 0,15 Ra_{f,x}^{0,333} \epsilon_t, \quad \bar{Nu}_f = 0,15 Ra_f^{0,333} \epsilon_t.$$

Определяющими параметрами являются геометрические и температура текучей среды вдали от поверхности теплообмена (за пределами теплового пограничного слоя)  $T_0 = T_f$ .

Переходный режим течения охлаждающей среды, наступающий при числах Релея  $10^9 < Ra_{f,x} < 6 \cdot 10^{10}$ , отличается неустойчивостью течения.

Правило сходимости задачи выбирается следующим образом: для любого участка, находящегося в области  $[k, k-1] \in [1, n]$ , выполняется правило (см. рис. 4)

$$\begin{cases} T_{\text{расч.}, R_k - R_{k-1}/2} - T_{\text{изм.}, R_k - R_{k-1}/2} \leq \epsilon_{\text{изм.}} \\ T_{\text{расч.}, R_k} - T_{\text{изм.}, R_k} \leq \epsilon_{\text{изм.}} \\ T_{\text{расч.}, R_{k-1}} - T_{\text{изм.}, R_{k-1}} \leq \epsilon_{\text{изм.}} \end{cases},$$

где  $T_{\text{расч.}}$  – температура, полученная расчетным методом;  $T_{\text{изм.}}$  – измеренная температура;  $\epsilon_{\text{изм.}}$  – погрешность измерения приборов.

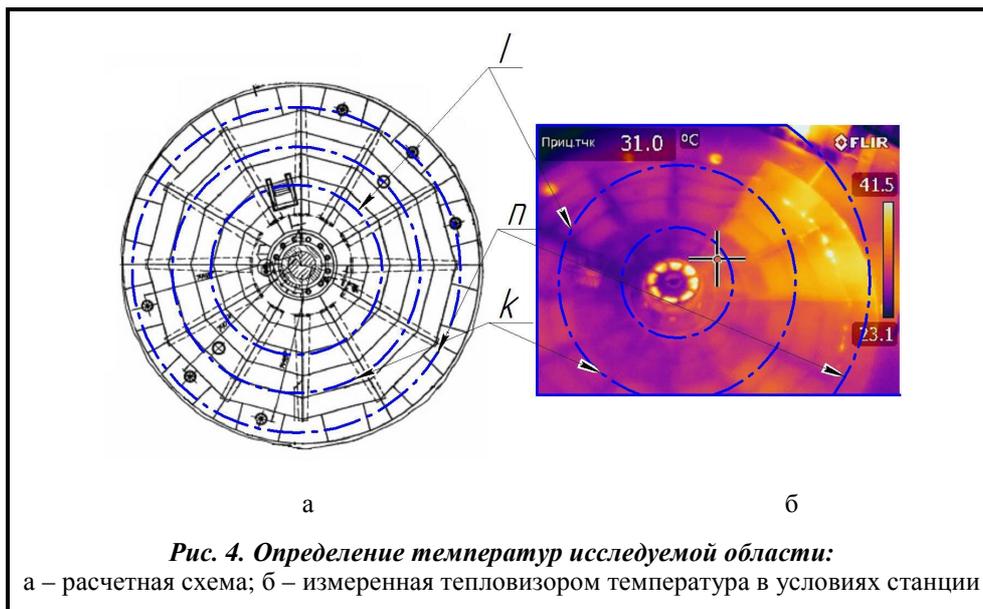
При этом теплота с учетом измерительной погрешности рассчитывается по формуле

$$Q = \sum q_i \pm \epsilon, \quad \text{где } \sum_{i=1}^n q_i = Q \text{ – суммарный тепловой поток.}$$

Полное количество теплоты, получаемое (отдаваемое) теплом в процессе охлаждения (нагрева), определяется по следующей формуле:  $Q = c_p \rho V (t_0 - t)$ , где  $c_p$  – удельная теплоемкость металла;  $\rho$  – плотность стали;  $V$  – рабочий объем конструкции, определяется методами трехмерного моделирования;  $t_0$  – начальная температура;  $t$  – текущее значение температуры.

При этом градиент темпа охлаждения (нагрева)  $m$  будет стремиться к 0, а числа Био и Фурье должны быть постоянными  $m = \frac{\alpha F}{c_p \rho V} \Psi$ ,  $\Psi = \frac{\bar{\vartheta}_F}{\bar{\vartheta}_V}$ , где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи по воздуху;

$F$  – площадь охлаждаемых элементов;  $\Psi$  – коэффициент пропорциональности, равный отношению среднеповерхностной избыточной температуры  $\bar{\vartheta}_F$  в стадии регулярного режима к его среднеобъемной температуре  $\bar{\vartheta}_V$ .



### Влияние дефектов металла

Ввиду того что при изготовлении действующих гидроагрегатов используется металлический прокат сталей марки 3 ГОСТ 380-2005 или его ближайших заменителей S235 DINEN 10025-2, в структуре металла могут быть дефекты.

При этом стоит отметить, что явные дефекты должны быть устранены при производстве, а возможность наличия скрытых дефектов должна быть регламентирована методами расчетов.

К дефектам прокатанного и ковального металла относят следующие: явные, скрытые, критические, значительные и малозначительные, исправимые и неисправимые.

К технологическим дефектам относятся разные виды одиночных и групповых трещин, с глубиной до 10–15 мм. При этом выделяют различные виды трещин: штамповочные, трещины напряжения, волосяные или флокены, возникающие внутри толстого проката или поковок (диаметром более 30 мм). Флокены можно наблюдать на макро- и микрошлифах в виде прямых, иногда извилистых и зигзагообразных линий длиной от нескольких десятков долей миллиметра до 10–15 мм и более. В малых сечениях изделий из сильно прокатанной стали (диаметром менее 2–30 мм) флокены никогда не обнаруживаются, как и в литой стали.

Кроме того, бывают и другие виды технологических дефектов: волосины (длиной 20–30 мм, иногда достигающие до 100–150 мм), рванины, скворечники, закаты и заковы (возникают, когда заусеница металла или возвышение не сваривается с основной массой проката), а также пленки, толщина которых колеблется от десятых долей миллиметра до 3–5 мм и более.

На рис. 5 представлена раковина, находящаяся в теле металла [4]. Ее максимальные размеры строго ограничиваются нормативно-технической документацией, при этом широко применяется 2-й класс сплошности.

Предлагается в зону с наименьшими запасами прочности ввести "элементарный дефект" как окружность с геометрическими данными согласно табл. 1.



Таблиця 1. Показатели сплошности толстолистого проката

Класс сплошности	Показатели сплошности					
	S <sub>1</sub> , см <sup>2</sup>	S <sub>2</sub> , см <sup>2</sup>	S <sub>3</sub> , см <sup>2</sup>	S, %		L, мм
				на 1 м <sup>2</sup> , не более	на площадь единицы листового проката, не более	
01	По согласованию изготовителя с потребителем					
0	5	20	1,0	1,0	0,3	30 – для листового проката толщиной до 60 мм включительно, 50 – для листового проката толщиной свыше 60 мм
1	10	50	2,0	2,0	0,5	50
2	20	100	2,0	3,0	1,0	100
3	50	250		5,0	2,0	200

При этом коррекция подбора параметров сетки конечных элементов для введенного дефекта должна быть осуществлена согласно ГОСТу 25.504-82. Для пластины с эксцентрично расположенными отверстиями толщиной  $h$  при растяжении (см. рис. 6) уменьшение сетки должно выполняться до того момента, пока разница по максимальным напряжениям в одних и тех же узлах станет не более 0,04%.

Дальнейшее уменьшение размера конечного элемента сетки будет приводить к незначительному снижению погрешности, что свидетельствует о сеточной независимости задачи. Подобный анализ проводится при решении всех последующих задач.

Максимальные напряжения в зоне локации дефекта превышают средние согласно закону

$$\sigma_{H\infty} = \frac{P}{h(B+b)}, \quad \sigma_{HA-C} = \sigma_{H\infty} \frac{\sqrt{1-(p/b)^2}}{1 - \frac{p}{b} \left[ 1 - \frac{b}{B} \left( 1 - \sqrt{1-(p/b)^2} \right) \right]}$$

где  $P$  – действующая нагрузка;  $h$ ,  $B$ ,  $b$  и  $p$  – геометрические параметры, представленные на рис. 6.

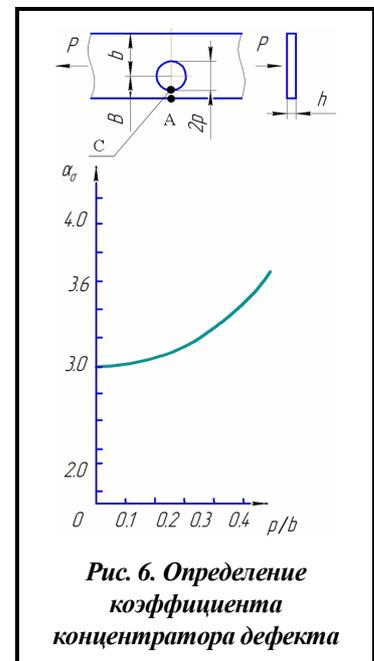


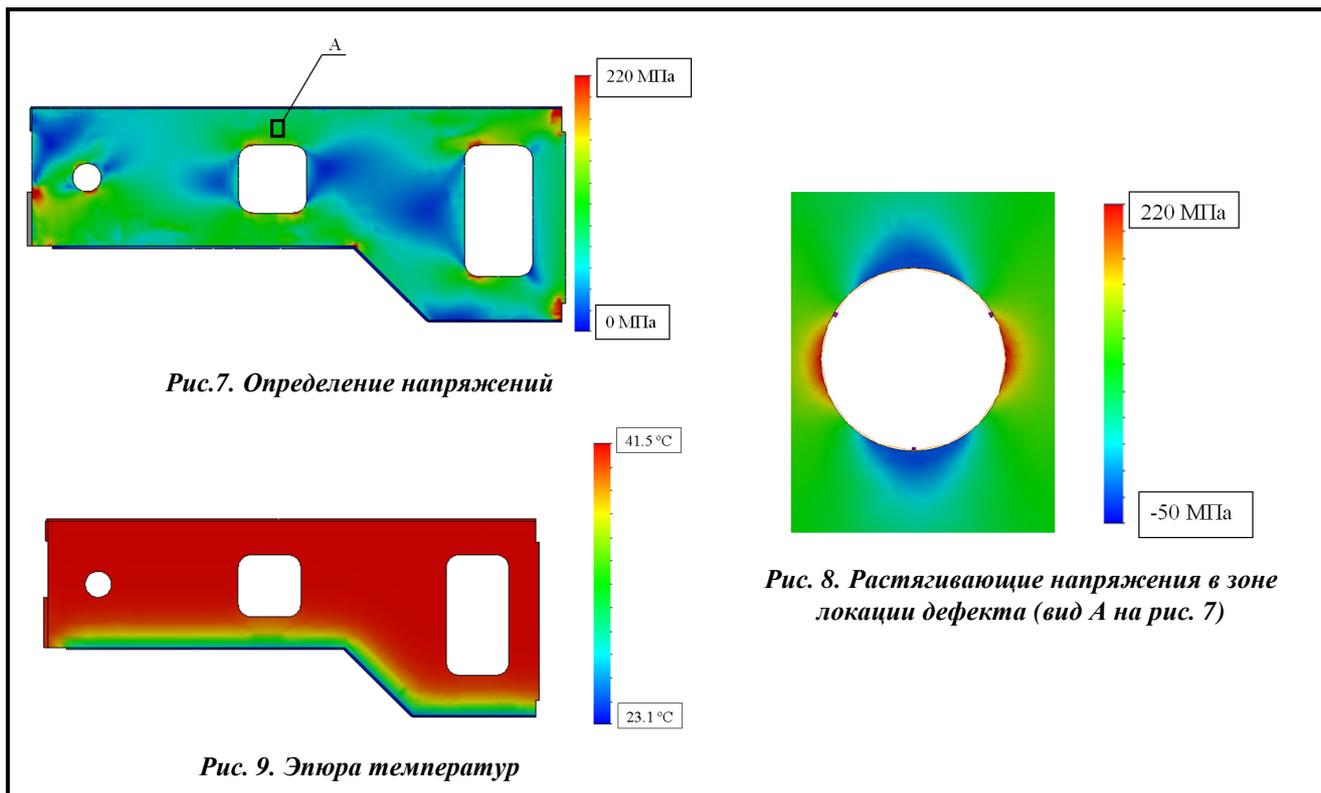
Рис. 6. Определение коэффициента концентратора дефекта

### Результаты исследования напряженно-деформированного состояния крестовины

Решение задачи механической прочности выполнялось в программном комплексе SolidWorksSimulation. В качестве расчетной сетки использованы трехмерные тетраэдральные твердотельные элементы, сгущение сетки выполнялось внутри конструктивных отверстий и в зоне локации дефекта. Условия расчета заданы согласно схеме, представленной на рис. 2. Размер дефекта соответствует 2-му классу сплошности металла.

На рис. 7 и 8 показаны результаты расчета напряженного состояния крестовины, выполненные методом конечных элементов. Поле температур крестовины для данной конструкции дано на рис. 9.

Согласно полученным результатам, можно сделать вывод, что суммарный прогиб лапы и центральной части крестовины может быть рассчитан только в трехмерной постановке, при этом сплошность металла не является определяющей для перемещений. Необходимо отметить, что в части механической прочности наличие допускаемых дефектов согласно требованиям нормативно-технической документации может быть обосновано лишь при выполнении расчетов, учитывающих геометрический, тепловой и силовой факторы, а также особенности изготовления типов листового проката.



## Выводы

В работе представлен метод определения напряженно-деформированного состояния крестовины гидроагрегата-двигателя большой мощности. Изучены особенности конструкции, определяющее силовое воздействие на крестовину гидрогенератора-двигателя зонтичного типа в трехмерной постановке. Предложенный метод позволяет производить оценку напряженного состояния нересурсных узлов гидроагрегатов с учетом механических и тепловых нагрузок, а также вводить ограничения по сплошности металла на этапах проектирования. Обоснован выбор допустимых напряжений на основе различных факторов для основных типов конструктивных сталей.

## Литература

1. Третьяк О. В., Шуть О. Ю., Трибушной М. В. Аналіз теплового стану крестовини гідрогенератора-двигуна великої потужності за особливих умов експлуатації. *Вісн. НТУ «ХПІ»*. Сер. Енергетичні та тепло-технічні процеси й устаткування. 2017. № 11 (1233). С. 49–54.
2. Третьяк А. В., Шуть А. Ю., Гакал П. Г., Полиенко В. Р. Особенности математического моделирования теплового состояния гидрогенераторов капсульного типа. *Вісн. НТУ «ХПІ»*. Сер. Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії. 2017. № 10 (1232). С. 44–51.
3. Красных В. Ю., Королев В. Н. Тепломассообмен. Основные формулы, задачи и способы их решения: сб. задач. Екатеринбург: Урал. федерал. ун-т, 2012. 64 с.
4. Технология производства металлопроката. Дефект металла «Раковины от окалины» URL: <http://metallopraktik.ru/novosti/defekt-metalla-rakovinyi-ot-okalinyi/> (Дата звернення: 5.07.18).

Поступила в редакцию 11.07.2018