

**В.И. ГОЛОВЧЕНКО**, Головной специализированный  
конструкторско-технологический институт, г. Мариуполь

## **МНОВОВАРИАНТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РАМЫ ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ**

Наведені результати досліджень напружено-деформованого стану зварної рами вітроенергетичної установки. Досліджено вплив зовнішніх навантажень на напружено-деформований стан зварних швів. Результати є складовими спеціалізованої бази даних.

Results of investigation of stress-strain state of a wind energy conversion plant frame are given. Influence of external loading on stress-strain state of welded joints is investigated. The results are components of a specialized database.

**Актуальность задачи.** В рамках [1] описаны метод, модели, алгоритмы и программно-аппаратный комплекс (ПАК) для анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) рамы ветроэнергетической установки (ВЭУ) большой мощности. Такой комплексный инструмент для исследования прочностных и жесткостных характеристик особенно необходим в пиковые моменты принятия конструкторско-технологических решений. Обычно сжатые сроки и высокий уровень ответственности при принятии таких решений вынуждают проектировщиков проводить целый комплекс многовариантных исследований напряженно-деформированного состояния конструкций с привлечением больших вычислительных ресурсов. Созданный учеными НТУ “ХПИ” и специалистами ОАО “ТСКТИ” (г. Мариуполь) специализированный программно-аппаратный комплекс [2] позволяет интенсифицировать процесс исследований и получать интересующие результаты в сжатые сроки.

Особую актуальность предложенная технология исследований приобрела при освоении на ОАО “Азовмаш” (г. Мариуполь) производства рам ВЭУ фирмы “NORDEX” (Германия) и возникшей в связи с этим задаче обоснования их конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров. Суть задачи состояла в том, чтобы проверить, всегда ли необходимо при выполнении сварных соединений обеспечивать полное проплавление, как это предусмотрено чертежами заказчика, или же допустимо наличие в сварных соединениях конструктивного несплавления.

Ниже приведены результаты решения задач параметрического анализа влияния компонент нагрузки, действующей на ротор ВЭУ, на напряженное состояние в зонах сварных швов рамы. Поскольку фирма-заказчик рам – немецкая, расчеты выполнены в соответствии с требованиями Правил Германского Ллойда по сертификации ветроэнергетических установок [3] и европейских Норм расчета и проектирования металлических конструкций [4] с

использованием определенного Германским Ллойдом программного комплекса ANSYS.

**1. Объект исследования и расчетные модели.** Исследовалась прочность сварных соединений рам ветроэнергетических установок SUDWIND S70, изготовленных ОАО “Азовмаш” по чертежам Z-1.1-МТ.НТ.01-В и технической спецификации к ним для фирмы “NORDEX” (Германия).

Рама представляет собой пространственную сварную стальную листовую конструкцию, предназначенную для установки на ней оборудования ВЭУ. Общий вид рамы изображен на рис. 1. На головной части рамы установлены ротор и привод, на хвостовой части – генератор и другое электрическое и механическое оборудование, предназначенное для преобразования механической энергии ветра, вращающего ротор, в электроэнергию.

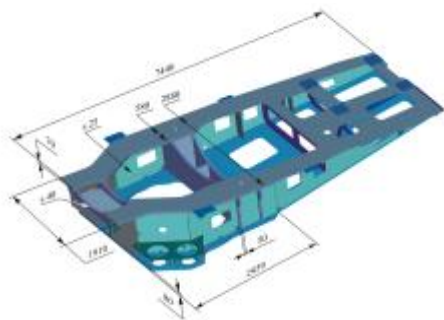


Рис. 1. Общий вид рамы

Головная часть рамы сварена из листов толщиной 25 – 80 мм, а хвостовая часть – из листов толщиной 12 – 30 мм.

На нижней (фундаментной) плите рама имеет кольцевую проточку для установки подшипника, которым она опирается на башню и благодаря которому она вращается в горизонтальной плоскости относительно башни. Башня

представляет собой стальную коническую оболочку, верхняя часть которой имеет диаметр 2584 мм и толщину 12 мм. На верхнем основании башни имеется фланец, на который через подшипник опирается рама.

Материалы составных частей модели следующие: рама, вал, башня, подшипник башни – сталь, опоры вала ротора – чугун. Материал рамы – сталь S235J2G3 DIN EN 10025/10164:1993/ EN10029:1991, класс А. Химический состав стали: С – 0,2 %, Мп – 1,4 %, Р – 0,035 %, S – 0,035 %. Механические свойства стали:

- для толщин до 16 мм предел текучести при растяжении  $\sigma_y = 235$  МПа; для толщин 17...40 мм –  $\sigma_y = 225$  МПа; для толщин 41...100 мм –  $\sigma_y = 215$  МПа;
- предел прочности при растяжении –  $\sigma_t = 340...470$  МПа;
- относительное удлинение –  $\delta = 27$  %;
- плотность –  $7850$  кг/м<sup>3</sup>.

Сварные швы выполнены проволокой BÖHLER EMK-6 / ER70S-6 AWS A5.18-93 / G 38 4 M G3Si1, G 38 4 C G3Si1 EN 440 в среде углекислого газа по EN 439.

Согласно чертежам основные наиболее нагруженные сварные соединения головной части рамы выполнены с двухсторонним симметричным скосом кромок и полным проплавлением. Ширина непроваров может составлять величину порядка притупления кромок (около 3 мм).

В процессе эксплуатации рама подвергается воздействию статических и динамических нагрузок, которые разделяются на две основные группы:

- нагрузки, действующие при нормальных рабочих условиях. Эти нагрузки возникают при вращении ротора от давления ветра. По своему характеру они являются циклическими и могут вызывать усталостные разрушения элементов рамы. Расчетное количество циклов действия рабочих нагрузок составляет  $2 \cdot 10^8$ ;

- нагрузки, действующие при экстремальных условиях. Эти нагрузки возникают вследствие нарушения нормальной эксплуатации ветроэнергетической установки, они считаются действующими статически однократно и могут приводить к потере несущей способности элементов рамы вследствие возникновения недопустимо больших деформаций.

Все внешние нагрузки, действующие на раму, задаются в виде сосредоточенных сил и моментов, приложенных к точке ротора, в которой лопасти соединяются с валом (к точке R, см. рис. 2).

Для формирования базы данных, отражающей напряженно-деформированное состояние в зонах сварных швов, использован обобщенный параметрический подход [1, 2]. Это в данном случае воплотилось в формировании множества, состоящего из расчетных баз данных, соответствующих реакциям рамы на действие шести единичных компонент силовых нагрузок на ротор ветроэнергетической установки (см. рис. 2), а также на воздействие сил тяжести. Далее произвольную комбинацию нагрузок всегда можно представить в виде разложения по единичным компонентам, и, соответственно, результирующее напряженно-деформированное состояние получить в виде линейной комбинации напряженно-деформированных состояний от единичных факторов (с теми же коэффициентами).

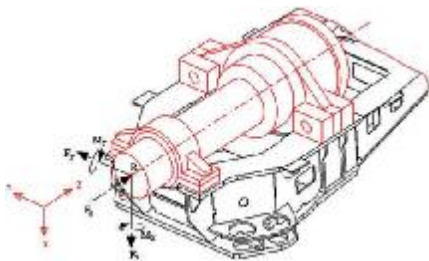


Рис. 2. Схема приложения внешних нагрузок

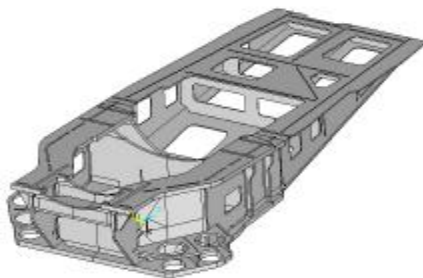


Рис. 3. Геометрическая модель рамы

Созданная геометрическая модель обладает свойствами, обеспечивающими в дальнейшем сквозную **параметричность** и геометрической, и конечно-элементной моделей. Обобщенными параметрами являются геометрические размеры элементов рамы (рис. 3), густота сетки конечно-элементной модели в различных элементах рамы, тип используемых конечных элементов, условия сопряжения элементов рамы с опорами вала ротора и с другими элементами ВЭУ (рис. 4). В сочетании с параметрами нагрузки (см. выше) и со свойствами материалов элементов конструкции геометрические параметры образуют обобщенное параметрическое пространство, в пределах которого и организуется процесс исследований.

**2. Описание геометрической модели рамы.** В геометрическую модель рамы включены собственно рама, передняя опора вала ротора, задняя опора вала ротора совместно с приводом и участок верхней части башни длиной 2 м (см. рис. 4, 5). Вал ротора в геометрическую модель не включен, но он включен в конечно-элементную модель.

Все перечисленные составные части моделируются по отдельности сплошными телами (объемами). Их соединение между собой осуществляется далее в конечно-элементной модели. Полная геометрическая модель рамы показана на рис. 6.

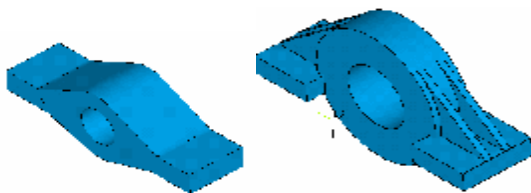


Рис. 4. Геометрические модели опор вала ротора и привода

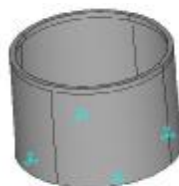


Рис. 5. Геометрическая модель верхней части башни



Рис. 6. Геометрическая модель рамы в сборе (половина головной части рамы условно не показана)

Сварные соединения рамы как таковые специально не моделируются, т.е. конструктивные элементы соединений (скосы кромок, наплавленный металл) в модели отсутствуют. В модели созданы плоскости, условно разделяющие пластины модели на составные части. Например, стыковое соединение двух пластин моделируется единой пластиной, в которой создана плоскость, условно разделяющая ее на две

части (рис. 7); тавровое соединение двух пластин также моделируется единым телом, в котором пластины условно разделены плоскостью (рис. 8). Это связано с тем, что точное моделирование конфигурации сварных соединений потребовало бы неоправданно больших затрат времени и вычислительных ресурсов.

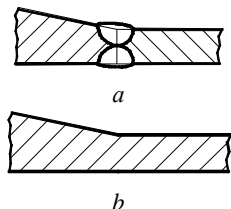


Рис. 7. Стыковое сварное соединение (а) и его геометрическая модель (b)

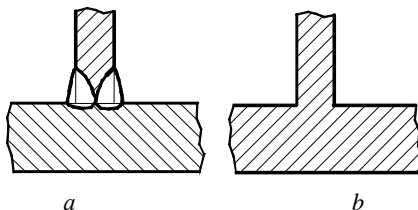


Рис. 8. Тавровое сварное соединение (а) и его геометрическая модель (b)

Непровары, т.е. неполное проплавление пластин, как таковые в моделях сварных соединений также не создаются. В тавровых соединениях непровары условно моделируются тем, что привариваемые пластины в модели не имеют усиления, которые создаются металлом сварного шва в реальных соединениях. В связи с этим геометрические характеристики сечений пластин модели в плоскостях сопряжения (площадь, момент инерции, момент сопротивления) оказываются ниже соответствующих характеристик сечений реальных сварных соединений с полным проплавлением. Такая геометрическая модель таврового сварного соединения может быть статически равнопрочной реальному соединению с непроваром. Условие равнопрочности состоит в равенстве площади и момента сопротивления критического сечения (нетто-сечения, проходящего через корень сварного шва реального соединения – сечение 1–1, рис. 9, а), соответственно площади и моменту сопротивления поперечного сечения 1–1 пластины модели (рис. 9, b). Ширину непровара, при которой это условие выполняется, для каждого соединения можно определить расчетным путем по формулам сопротивления материалов. Для упрощения вычислений принимаем, что площадь критического сечения равна площади проекции этого сечения на плоскость сварного шва.

Из рис. 9, а следует:

$$b = \left( \frac{T}{2} - a + K \right) \cdot \cos \alpha; \quad (1)$$

$$b' = \left( \frac{T}{2} - a + K \right) \cdot \cos^2 \alpha; \quad (2)$$

$$B=2b'+2a. \quad (3)$$

Площадь, момент инерции и момент сопротивления единицы длины сечения равны:

$$F=2b' \cdot 1; \quad (4)$$

$$I = \frac{1}{12} \cdot (B^3 - (2a)^3) \cdot 1; \quad (5)$$

$$W = \frac{B^3 - (2a)^3}{6 \cdot B} \cdot 1. \quad (6)$$

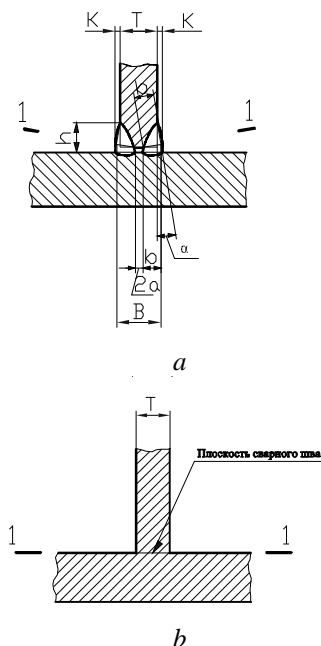


Рис. 9. К определению ширины непровара из условия статической равнопрочности сечений 1-1:

*a* – реальное сварное соединение; *b* – модель сварного соединения

Вычисления, произведенные по геометрическим размерам сварных соединений рамы, дают результаты для сварных швов с непроварами, приведенные в табл. 2.

Таблица 1

T, мм	F, мм	J, мм <sup>4</sup>	W, мм <sup>3</sup>
25	25.0	1302	104
40	40.0	5333	267
50	50.0	10416	417

шириной 6,5 мм при толщине пластины 40 и 50 мм. На основании этого

Если не учитывать эту разницу (что будет увеличивать запас прочности), можно считать, что принятая геометрическая модель таврового соединения статически равнопрочна реальному соединению с непроваром шириной 4 мм при толщине пластины 25 и 40 мм и

результаты расчетов, полученные по такой модели, следует понимать так, как если бы они были получены для реальных тавровых сварных соединений с непроварами такой ширины: для толщины пластины  $T = 25$  мм ширина непровара составляет  $2a = 4$  мм; для толщины пластины  $T = 40$  мм и  $50$  мм ширина непровара составляет  $2a = 6,5$  мм.

Таблица 2

К, мм	2а, мм	В, мм	б', мм	В, мм	F, мм <sup>2</sup>	J, мм <sup>4</sup>	T, мм	W, мм <sup>3</sup>
2.5	4	12.8	12.6	29.2	25.2	2069	25	141
4	6.5	20.4	20.1	46.7	40.2	8464	40	362
4	6.5	25.4	25.0	56.5	50.0	14922	50	531

Иначе говоря, если, например, расчет общей прочности (на экстремальные нагрузки) покажет, что напряжения в тавровом сварном соединении пластины толщиной  $25$  мм меньше допустимого значения, то в данном соединении допустимо наличие непровара в корне шва шириной  $4$  мм, а для толщин  $40$  и  $50$  мм допустимо наличие непровара шириной  $6,5$  мм. Если же расчет покажет, что напряжения в сварном соединении пластины толщиной  $25$  мм больше допустимого значения, то в данном соединении наличие непровара в корне шва шириной  $4$  мм недопустимо, а для толщин  $40$  и  $50$  мм недопустим непровар шириной  $6,5$  мм. Для стыковых сварных соединений в принятой модели (рис. 7, *b*) непровар не учитывается.

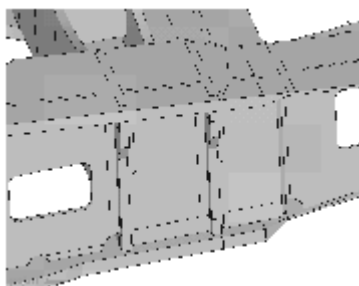


Рис. 10. Фрагмент модели с выделенными объемами для возможности нанесения регулярной конечно-элементной сетки

Вопрос о допустимой ширине непровара в сварных соединениях может быть решен путем дополнительного анализа их напряженного состояния.

Ввиду того, что геометрическая модель рамы создавалась с целью расчета напряженного состояния определенных сварных соединений (№№3-26,30-60 по черт. Z-1.1-МТ. SZ.01-А), в ней на этапе разработки была создана возможность нанесения регулярной конечно-элементной сетки в зонах пластин, содержащих исследуемые сварные швы. С этой целью в этих зонах были специально выделены отдельные объемы высотой, примерно равной двум-четырем толщинам пластин. В ответных пластинах (к которым вышеупомянутые пластины привариваются) были выделены объемы сквозь всю толщину пластин, являющиеся как бы продолжением привариваемых пластин (рис. 10).

Построение геометрической модели рамы выполнено в системе Pro/ENGINEER.

**3. Описание конечно-элементной модели рамы.** Конечно-элементная модель рамы создавалась на основе ее геометрической модели (см. рис. 3). Основным принцип, положенный в основу разработки конечно-элементной модели рамы состоял в том, чтобы в результате расчета по ней определить величины номинальных напряжений в сварных соединениях рамы.

В соответствии с определением, содержащимся в [5], номинальным напряжением является напряжение в детали, при определении которого местные концентраторы напряжений не учитываются, однако макрогеометрические особенности детали в окрестности сварного соединения, вызывающие повышение напряжений, учитываются. Поэтому при определении номинальных напряжений с использованием метода конечных элементов сетка конечных элементов не должна быть мелкой, она должна быть простой и крупной [5]. Поскольку исследованию в данном расчете подвергались сварные швы только головной части рамы, то особое внимание было уделено конечно-элементной сетке на этой части рамы. Чтобы сетка в районе сварных швов была регулярной, участки пластин высотой около двух толщин, примыкающие к сварным швам, выделенные предварительно при создании геометрической модели, разбивались индивидуально (рис. 11).

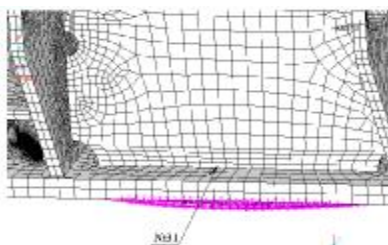


Рис. 11. Конечно -элементная сетка сварного соединения №31

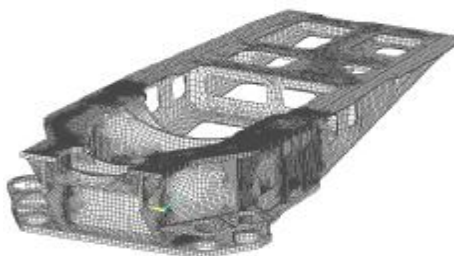


Рис. 12. Конечно - элементная сетка рамы

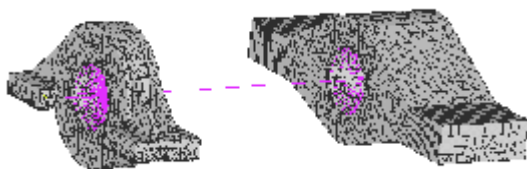


Рис. 13. Конечно - элементная сетка опор вала

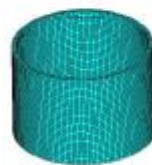


Рис. 14. Конечно - элементная сетка башни



Размеры конечных элементов на этих участках в основном составляют от половины до двух толщин пластин. Все пластины по толщине содержат два элемента. Хвостовая часть рамы, в которой не содержатся швы, подлежащие исследованию, имеет более крупную сетку. Для всей модели рамы используется гексагональный 20-ти узловый объемный конечный элемент SOLID95. Опоры вала ротора моделируются тетраэдральными элементами SOLID45, оболочка башни – гексагональными и тетраэдральными элементами SOLID45. Конечно-элементная сетка рамы, опор вала и башни показана на рис. 12 – 14.

Кроме этих составных частей, в конечно-элементную модель введен вал ротора. Он необходим для того, чтобы создать возможность приложить внешние нагрузки, действующие на ротор, и передать их на раму. Вал моделируется балочными конечными элементами BEAM188. Геометрические характеристики этих конечных элементов соответствуют диаметру вала 450 мм. Моделирование опирания вала осуществляется с помощью таких же конечных элементов (BEAM188), соединяющих вал с опорами, как спицы. В каждой опоре такие спицы расположены равномерно по трем окружностям, по 18 спиц на каждой окружности. Все спицы каждой опоры сходятся в одном узле и в этом узле они соединяются с валом (рис. 15, 16). Геометрические характеристики сечения спиц соответствуют круговому сечению диаметром 75 мм.



Рис. 15. Конечно - элементная модель вала ротора

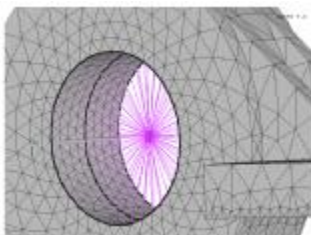


Рис. 16. Моделирование опирания вала

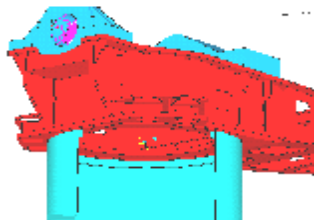


Рис. 17. Глобальная система координат

**Системы координат.** Глобальная система координат, в которой построена конечно-элементная модель рамы, своим началом имеет центр кругового отверстия в нижней плите рамы на нижней плоскости плиты (рис. 17). Оси координат имеют такое направление: ось X – вертикально вниз,

ось  $Y$  – в поперечном направлении к правому борту рамы, ось  $Z$  – к хвостовой части рамы.

Для задания внешних нагрузок, прикладываемых к концу вала ротора, используется система координат, связанная с валом. Ее начало находится на свободном конце вала, а вся система координат повернута в продольной вертикальной плоскости (относительно оси  $Y$ ) по отношению к глобальной системе на 5 градусов по часовой стрелке (рис. 18).



Рис. 18. Система координат, связанная с валом

**Кинематические граничные условия.** Кинематические граничные условия в узле, в котором сходятся все спицы передней опоры вала и который соединен с валом, заданы следующим образом:

$$U_{x-r} = U_{y-r} = U_{z-r} = 0; \text{Rot}_{x-r} \neq 0; \text{Rot}_{y-r} \neq 0; \text{Rot}_{z-r} \neq 0. \quad (7)$$

В аналогичном узле задней опоры граничные условия таковы:

$$U_{x-r} = U_{y-r} = 0; U_{z-r} \neq 0; \text{Rot}_{x-r} \neq 0; \text{Rot}_{y-r} \neq 0; \text{Rot}_{z-r} = 0. \quad (8)$$

Такие граничные условия обеспечивают возможность передачи внешних нагрузок на раму так же, как они передаются в действительности (рис. 19):

- осевая сила  $F_{z-r}$  воспринимается только передней опорой;
- крутящий момент  $M_{z-r}$  воспринимается только приводом (в модели он совмещен с задней опорой);
- поперечные силы  $F_{x-r}$ ,  $F_{y-r}$  и изгибающие моменты  $M_{x-r}$ ,  $M_{y-r}$  воспринимаются передней и задней опорами по схеме статически определимой балки на двух опорах.

Закрепление всей конструкции моделируется жестким защемлением нижнего основания участка башни, включенного в модель.

**Условия сопряжения.** Соединение опор вала ротора с рамой, а также соединение рамы с фланцем башни задано уравнениями связи – constraint equations. Это значит, что соответствующие узлы рамы, опор вала ротора, фланца башни с подшипником в зонах их взаимного сопряжения связываются между собой условиями равенства перемещений. Геометрические граничные условия и условия сопряжения изображены на

рис. 20.

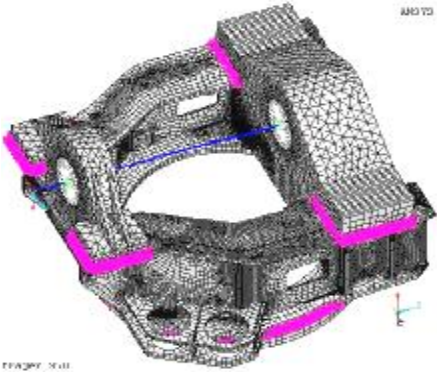


Рис. 19. Ввод нагрузок

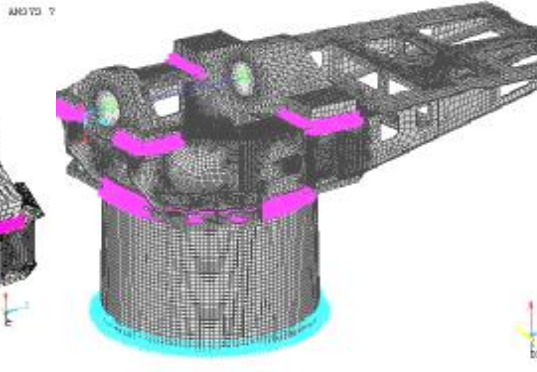


Рис. 20. Изображение граничных условий

**Физическими граничными условиями** являются внешние нагрузки, прикладываемые к точке R вала ротора. Нагрузки эти следующие: продольная сила  $F_{z-r}$ , крутящий момент  $M_{z-r}$ , поперечные силы  $F_{x-r}$ ,  $F_{y-r}$ , изгибающие моменты  $M_{x-r}$ ,  $M_{y-r}$ .

Ввод нагрузок и передача их на раму производится с помощью описанной выше специально созданной для этого модели “вал – спицы” (см. рис. 15). Нагрузки прикладываются в системе координат, связанной с валом ( $X_r$ ,  $Y_r$ ,  $Z_r$ ), они имеют направления в соответствии с правилом знаков, принятым в программе ANSYS.

**4. Случай нагружения рамы, рассматриваемые в расчете.** Расчет выполняется для двух случаев нагружения: нагружение в экстремальных условиях; нагружение в нормальных рабочих условиях. Для проверки прочности сварных соединений рамы при экстремальных условиях заданы четыре варианта нагружения (табл. 3). Как отмечалось выше, экстремальные нагрузки считаются действующими статически, а рабочие нагрузки – действующими циклически. Одним циклом нагружения рамы в нормальных рабочих условиях является нагружение, происходящее за один оборот вала ротора.

Таблица 3

Вариант нагрузки	$F_{x-r}$ , кН	$F_{y-r}$ , кН	$F_{z-r}$ , кН	$M_{x-r}$ , кНм	$M_{y-r}$ , кНм	$M_{z-r}$ , кНм
E1.1d1	441.0	185.4	102.2	2188.0	-4689.0	1374.0
S1.1a1	307.4	16.0	84.8	-34.4	-179.3	2136.0
E1.1d1	413.2	155.4	52.2	3748.0	-2911.0	1272.0
E1.1e	374.0	134.0	123.0	1480.0	-3860.0	1180.0

Для проверки прочности сварных соединений рамы в рабочих условиях

нагрузки заданы для одного цикла их изменения в зависимости от величины угла поворота вала ротора (табл. 4).

Таблица 4

Угол поворота вала ротора	$F_{x-r}$ , кН	$F_{y-r}$ , кН	$F_{z-r}$ , кН	$M_{x-r}$ , кНм	$M_{y-r}$ , кНм	$M_{z-r}$ , кНм
0°	44.4	0	41.3	0	631.0	97.0
90°	77.7	32.5	75.1	633.5	0	291.0
180°	111.0	0	41.3	0	-631.0	485.0
270°	77.7	-32.5	7.5	-633.5	0	291.0

Количество циклов нагружения  $N = 2 \cdot 10^8$ .

Поскольку для проверки прочности сварных соединений рамы в рабочих условиях нагружения необходимо определять не величины напряжений, а их размахи, то постоянно действующие на раму нагрузки в расчет не принимаются.

При расчете от экстремальных нагрузок должны учитываться все нагрузки: как нагрузки, действующие на ротор, так и нагрузки собственного веса рамы и веса оборудования, установленного на раме. Однако, ввиду относительной малости весовых нагрузок по сравнению с внешними нагрузками, действующими на ротор, их учет практического значения не имеет. Поэтому из всех весовых нагрузок в данном расчете учитываются нагрузки от собственного веса только тех составных частей установки, которые включены в модель.

## 5. Методы оценки прочности сварных соединений рамы ветроэнергетической установки

*Случай действия экстремальных нагрузок.* Поскольку экстремальное нагружение рамы считается статическим, проверка прочности сварных соединений производится по условию статической прочности, которое состоит в том, что напряжения в сварных соединениях (эквивалентные по Мизесу) не должны превышать расчетного сопротивления материала с учетом коэффициента надежности  $\gamma_M = 1.1$  [3]. Согласно [3] расчетное сопротивление материала сварного соединения определяется по формуле

$$R_d = \frac{R_K}{\gamma_M}, \quad (9)$$

где  $R_K$  – характеристика прочности сварного соединения, в качестве которой принимаем минимальный предел текучести материала рамы;  $R_K = \sigma_Y = 215$  МПа. Тогда расчетное сопротивление сварного соединения равно

$$R_d = \frac{215}{1.1} = 195 \text{ МПа.}$$

Условие прочности сварных соединений при экстремальном нагружении имеет вид:

$$\sigma_e \leq R_d, \quad (10)$$

где  $\sigma_e$  – эквивалентное по Мизесу напряжение в сварном соединении от экстремальных нагрузок.

Статическая прочность сварных соединений с неполным проплавлением должна проверяться как в сечении основания сварного шва, ослабленном непроваром, так и в сечении перехода от основного металла к сварному шву (сечения 1–1 и 2–2, рис. 21, а). В принятой конечно-элементной модели сварного соединения плоскость перехода от основного металла к сварному шву не создавалась, чтобы не усложнять модель. В модели есть узлы, лежащие на продольных границах плоскостей сварных швов (точки А и В на рис. 21, б). По напряжениям в этих узлах и производилась оценка прочности при экстремальном нагружении. Такая оценка несколько консервативна, так как получаемые в результате расчета по конечно-элементной модели напряжения в узлах А и В не являются номинальными напряжениями, которые необходимо сравнивать с расчетным сопротивлением материала. Они выше номинальных напряжений вследствие того, что узлы А и В модели находятся в зонах концентрации напряжений. Однако в целях простоты анализ результатов расчета производился по этим узлам, что идет в сторону увеличения запаса прочности.

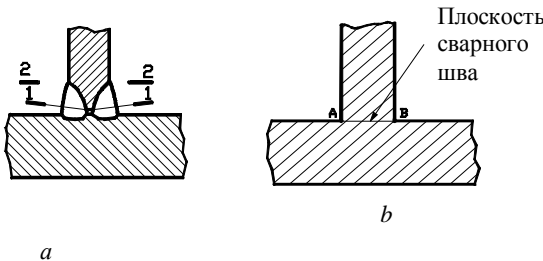


Рис. 21. Сварные соединения:  
а – сечения, в которых необходимо проверить прочность сварного соединения;  
б – схема точек для упрощенной проверки прочности при экстремальном нагружении

**Случай действия рабочих нагрузок.** Поскольку нагрузки при рабочем нагружении рамы являются переменными, сварные соединения должны быть проверены на усталостную прочность.

Условие усталостной прочности для соединений, нагруженных преимущественно нормальными напряжениями, имеет вид [3]:

$$\Delta\sigma_{\max} \leq \frac{\Delta\sigma_V}{\gamma_M}, \quad (11)$$

где  $\Delta\sigma_{\max}$  – размах нормальных напряжений цикла;  $\Delta\sigma_V$  – допускаемый размах нормальных напряжений;  $\gamma_M$  – коэффициент запаса прочности при расчете на усталость, принимаемый согласно [3] равным  $\gamma_M = 1,25$ .

Аналогично для соединений, нагруженных преимущественно касательными напряжениями, условие усталостной прочности имеет вид:

$$\Delta\tau_{\max} \leq \frac{\Delta\tau_V}{\gamma_M}, \quad (12)$$

где  $\Delta\tau_{\max}$  - размах касательных напряжений цикла;  $\Delta\tau_V$  – допускаемый размах касательных напряжений.

Для упрощенного расчета на усталость допускаемые размахи напряжений могут приниматься по кривым Велера, либо по таблицам.

Согласно [4, табл. 9.8.5], сварные соединения с полным проплавлением относятся к категории деталей 71, сварные соединения с непроварами в корне шва рассматриваются как детали категории 36. В соответствии с указанием, содержащимся в данной таблице, оценка усталостной прочности соединений с непроварами должна выполняться для двух зон, а именно: для зоны корня шва и для зоны перехода от основного металла привариваемой пластины к сварному шву. При этом для оценки прочности зоны корня шва допускаемый размах нормальных напряжений необходимо принимать по категории 36, а допускаемый размах касательных напряжений – по категории 80; для оценки прочности зоны перехода от основного металла к сварному шву допускаемый размах нормальных напряжений необходимо принимать по категории 71.

Проверяемые в настоящем расчете сварные соединения спроектированы согласно чертежам как соединения с полным проплавлением и рассчитаны как детали категории 71. В данном расчете проверка прочности сварных соединений в зоне перехода от основного металла к сварному шву (сечение 2-2 на рис. 21, а) не производится (эта проверка была выполнена при проектировании, а также ввиду того, что наличие непровара относительно небольших размеров практически не влияет на величину напряжений в зонах перехода от основного металла к сварному шву, что было специально подтверждено отдельными расчетами моделей сварных соединений). Таким образом, проверка прочности сварных соединений осуществляется только для зоны корня сварного шва (сечение 1-1 на рис. 21, а), и цель ее состоит в проверке возможности зарождения трещины в зоне непровара и возможности ее распространения в направлении от непровара наружу. Эта проверка состоит в сравнении действующих размахов напряжений в сварных соединениях с допускаемыми (см. условия (11) и (12)).

Для металлоконструкций ветроэнергетических установок допускаемые размахи нормальных напряжений установлены Германским Ллойдом. В Правилах [3] приведена таблица 6.2.2, содержащая величины допускаемых размахов нормальных напряжений в зависимости от категории деталей. Для деталей категории 36 эти величины соответствуют размахам номинальных нормальных напряжений, действующим в том сечении сварного шва, в котором возможно образование трещины – в сечении, проходящем через корень и металл шва [4, п.9.8], т.е. в критическом сечении (в сечении 1-1 на

рис. 21, а).

Поскольку определить напряжения в критических сечениях сварных швов при принятой модели сварных соединений непосредственно возможным не представляется, определяем их опосредованно по величинам номинальных мембранных напряжений в соединениях.

Согласно рекомендациям ИЭС им. Е.О. Патона мембранные напряжения в модели сварного соединения необходимо определять в точках, лежащих на срединной плоскости привариваемой детали на расстоянии 1-2 толщины детали от корня шва (рис. 22).

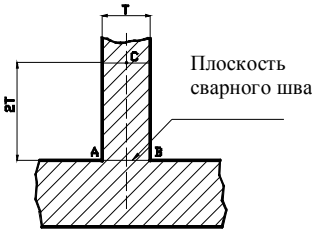


Рис. 22. Положение точки срединной плоскости, напряжение в которой равно номинальному для сварного соединения

Для возможности определения номинальных напряжений в конечно-элементной модели рамы для каждого сварного соединения были созданы плоскости, отстоящие от корня шва на расстоянии, равном двум толщинам привариваемых пластин (контрольные плоскости). Там, где это расстояние выдержать в точности было невозможно, плоскости были проведены на расстоянии от одной до двух толщин до корня шва. Такие плоскости показаны на рис. 23.

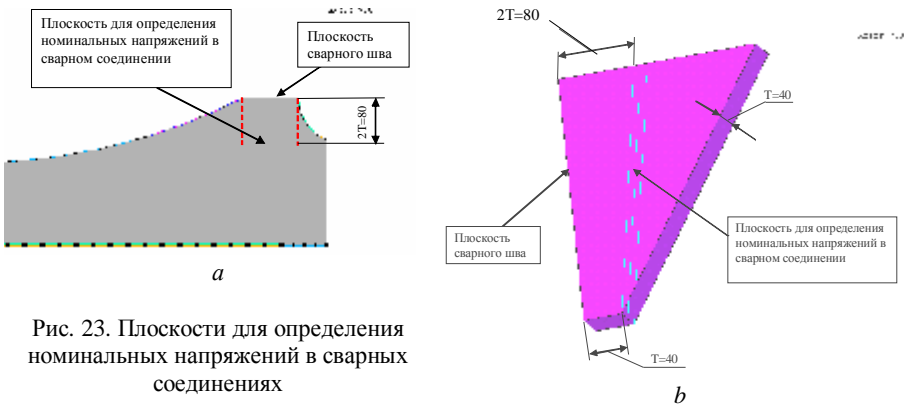


Рис. 23. Плоскости для определения номинальных напряжений в сварных соединениях

Напряжения на средней линии контрольной плоскости являются номинальными мембранными напряжениями в данном сварном соединении. Размахи напряжений в точках, лежащих на этой линии (контрольных точках),

необходимо сравнивать с допускаемым размахом.

Допускаемый размах нормальных напряжений без учета коэффициента запаса усталостной прочности  $\gamma_m$  для соединений категории 36 при количестве циклов нагружения  $N = 2 \cdot 10^8$  согласно [3, табл. 6.2.2] составляет  $\Delta\sigma_v = 12,7$  МПа. Допускаемый размах касательных напряжений можно определить по кривой Велера для категории 80 [4]. При количестве циклов нагружения  $N = 2 \cdot 10^8$  допускаемый размах касательных напряжений составляет  $\Delta\tau_v = 30$  МПа.

С учетом коэффициента запаса прочности  $\gamma_m = 1,25$  согласно [3] получаем величины допускаемых размахов напряжений, с которыми необходимо сравнивать получаемые в результате расчета величины размахов номинальных нормальных и касательных напряжений

$$\Delta\sigma'_v = \frac{\Delta\sigma_v}{\gamma_m} = 10,2 \text{ МПа}, \quad \Delta\tau'_v = \frac{\Delta\tau_v}{\gamma_m} = 24,0 \text{ МПа}.$$

**6. Результаты исследований. Случай действия экстремальных нагрузок.** В табл. 5 приведены значения эквивалентных напряжений по Мизесу в наиболее нагруженных узлах плоскости каждого исследуемого сварного шва рамы для четырех рассматриваемых вариантов экстремального нагружения рамы.

Таблица 5

Величины максимальных эквивалентных напряжений по Мизесу в сварных швах при экстремальном нагружении рамы, МПа

№ шва	Вариант нагружения			
	E1.1d1	S1.1a1	E1.1d1(дополнительный)	E1.1e
3	55,12	36,27	67,44	41,03
4	36,82	23,81	57,30	26,86
5	37,40	2,199	44,51	27,45
6	17,00	5,886	25,24	14,10
7	90,99	11,68	89,04	70,72
8	84,79	14,24	83,51	67,89
9	86,19	17,21	97,26	68,75
10	109,1	14,89	118,4	83,32
11	51,06	14,81	48,82	43,48
12	202,9	22,69	226,2	153,9
13	92,29	11,55	120,6	69,37
14	48,24	8,544	90,43	28,36
15	44,55	37,96	63,96	34,44
16	83,99	36,92	101,5	62,54
17	159,5	75,11	129,4	130,0



18	18,96	9,268	18,97	14,94
19	140,1	57,32	111,2	114,4

Продолжение табл. 5

№ шва	Вариант нагружения			
	E1.1d1	S1.1a1	E1.1d1(дополнительный)	E1.1e
20	59,58	71,25	49,42	45,90
21	22,81	10,37	20,87	17,89
22	63,55	42,47	37,98	51,04
23	9,195	4,924	5,639	6,921
24	17,15	6,773	15,91	13,12
25	11,95	15,47	14,59	9,285
26	6,095	10,13	11,69	6,528
31	85,22	16,87	65,52	69,57
32	60,89	20,54	60,57	46,54
33	109,3	10,11	114,1	84,36
34	56,62	48,02	67,23	42,21
35	82,42	50,26	86,87	65,53
36	19,92	20,95	16,55	14,72
37	37,32	62,77	56,16	30,26
38	34,54	20,08	25,04	28,36
39	99,65	58,68	104,0	79,65
40	11,35	4,796	10,51	8,548
41	11,09	5,202	6,289	9,387
42	44,16	17,88	29,77	34,12
43	60,18	19,49	38,51	49,17
44	11,46	13,06	12,46	10,71
45	56,01	3,620	58,73	42,15
46	40,85	10,88	40,61	34,45
47	45,79	18,92	42,22	36,02
48	43,33	22,13	48,81	32,87
49	12,31	3,730	14,81	9,434
50	13,73	17,14	9,721	12,98
51	45,64	11,59	34,82	37,53
52	58,02	7,931	58,84	44,74
53	11,39	4,709	14,46	8,751
54	8,227	7,604	8,516	7,345
55	35,54	10,03	26,41	30,09
56	67,91	4,960	71,91	50,83
57	48,27	31,35	55,82	38,31

58	55,52	33,76	67,26	41,76
59	12,92	10,09	18,54	9,966
60	39,25	13,02	44,35	29,29

Как видно из табл. 5, для всех сварных швов, кроме шва № 12, величины эквивалентных напряжений не превышают расчетного сопротивления, равного  $R_d = 195$  МПа. Максимальное напряжение в шве № 12 составляет для варианта E1.1d1(дополнительного)  $\sigma_{e,max} = 226$  МПа, что превышает расчетное сопротивление на 16%. Положение сварного шва на раме показано на рис. 24. Более детальный анализ напряженного состояния сварного шва №12 показывает, что повышенное напряжение по сравнению с расчетным сопротивлением имеет только один узел – узел №33829 (табл. 6).

Таблица 6

Напряжения в узлах плоскости сварного шва №12, МПа

Шов № 12							
№ узла	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ	SMIZ
33822	-36.09	-32.88	7.705	-18.09	-4.676	-3.571	53.61
33824	-128.2	-69.39	-66.72	-35.64	-19.51	-44.19	120.1
33826	-104.6	-52.50	-50.16	-23.19	-10.25	-33.57	90.31
33828	-79.48	-40.82	-35.03	-14.70	-2.345	-24.00	64.38
33829	-206.8	-98.52	-93.08	-90.42	-33.61	-60.36	226.2
33840	-17.97	-22.20	-18.21	-14.78	7.148	12.53	36.01
33842	-13.44	-16.16	-13.54	-10.41	8.666	12.31	31.81
33844	-10.01	-14.58	-8.335	-8.480	9.179	12.10	30.65
33846	-7.008	-14.22	-1.945	-8.249	8.474	11.13	30.08
33848	-5.243	-14.78	3.835	-9.265	6.366	10.22	30.86
33850	-3.312	-18.87	8.214	-11.03	2.996	9.824	35.16
33859	15.40	-12.01	16.90	-8.919	6.570	-2.341	34.35
33861	21.36	-5.239	16.15	-7.878	8.840	-3.923	32.60
33863	28.26	0.6081	13.77	-6.148	9.480	-5.203	32.22
33864	85.45	30.08	35.69	25.46	-7.447	-30.29	87.47
33866	-7.905	-24.72	10.95	-8.877	3.899	5.854	36.61
33871	36.06	7.356	12.11	-3.843	8.886	-6.995	33.74
33873	46.05	14.86	13.17	-0.7926	6.995	-10.13	38.54
33875	59.38	23.50	21.67	2.882	4.341	-16.06	47.03
33877	-29.80	-34.21	3.303	-17.72	2.369	12.08	51.56
33880	-61.59	-33.38	-19.11	-11.01	1.079	-15.94	50.31
33882	-44.09	-28.00	-4.736	-11.17	-0.2344	-8.415	41.97
33884	-29.40	-27.07	6.108	-13.09	-3.636	-3.095	42.03
33886	-50.35	-34.49	-27.05	-29.20	-2.127	0.2991	54.74

Этот узел находится в углу плоскости сварного шва (рис. 25, 26) и испытывает наибольшую концентрацию напряжений. Напряжения в соседних узлах №33824 и №33886 значительно меньше: они равны соответственно 120 МПа и 55 МПа. К тому же, как видно из табл. 6, напряженное состояние в данном узле представляет собой всестороннее сжатие, что дает дополнительное основание считать, что в узле №33829 и в сварном шве №12 в целом опасности потери несущей способности нет.

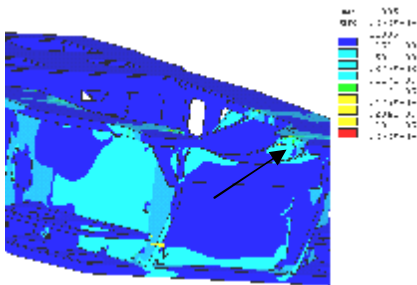


Рис. 24 Местонахождение сварного соединения №12

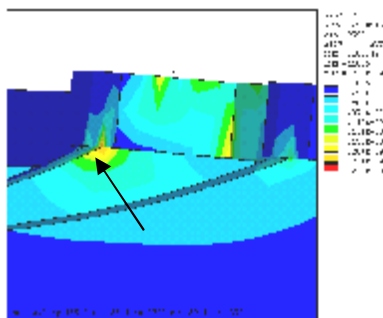


Рис. 25. Картина напряженного состояния в зоне узла №33829

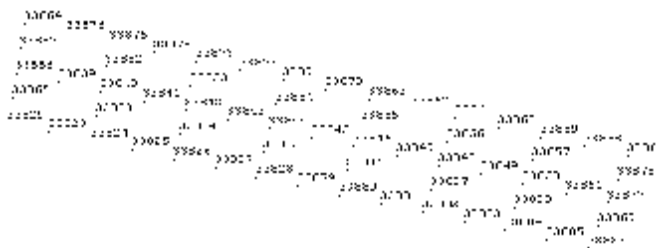


Рис. 26. Схема расположения узлов в плоскости сварного соединения №12

Дополнительный анализ напряженного состояния зоны перехода от основного металла к сварному шву (рис. 27, 28) показал, что и в этой зоне напряжения не превышают расчетного сопротивления (табл. 7).

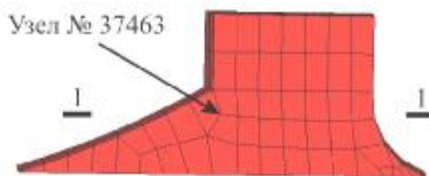


Рис. 27. Конечно-элементная сетка в зоне сварного соединения № 12

Выполненный анализ дает основание считать, что условие прочности

сварного соединения №12 выполняется.

Как видно из полученных результатов, уровень напряжений в сварных соединениях рамы для всех четырех вариантов нагружения экстремальными нагрузками невысок. Напряжения выше 100 МПа действуют только в сварных соединениях: №10 –  $\sigma_e = 118$  МПа, №12 –  $\sigma_e = 226$  МПа, №13 –  $\sigma_e = 121$  МПа, №16 –  $\sigma_e = 102$  МПа, №17 –  $\sigma_e = 159$  МПа, №19 –  $\sigma_e = 140$  МПа, №33 –  $\sigma_e = 114$  МПа, №39 –  $\sigma_e = 104$  МПа и только на коротких участках длиной менее толщины привариваемой пластины. На остальных участках этих сварных соединений, а также на всей длине остальных сварных соединений напряжения значительно ниже.

Таблица 7

Напряжения в узлах зоны перехода от основного металла к сварному шву №12, МПа

№ узла	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ
37385	35.193	8.5808	-1.7766	2.2307	0.061019	0.43254
37386	47.294	24.809	-1.7414	9.2008	0.50047	-0.80010
37387	41.973	16.417	-1.4897	5.7093	0.21345	-0.20295
37388	48.726	31.730	-2.0921	12.519	0.15102	-1.0017
37389	28.574	2.4405	-1.9755	-1.7779	-0.051766	0.91487
37390	21.044	0.37841	-2.3281	-4.1419	0.20984	1.4087
37402	44.083	32.704	-4.3630	12.226	-0.47905	-0.051392
37463	-94.977	-65.533	12.751	-33.485	3.2160	6.9673
37475	-50.013	-4.9199	-0.73970	-18.493	1.2398	-0.88957
37476	-53.978	-16.474	1.0349	-19.638	1.0994	0.38264
37477	-93.807	-58.623	7.6258	-34.209	2.7067	5.7171
37478	-74.328	-36.321	4.6378	-24.157	1.4567	3.1272
37479	-84.847	-47.979	6.1841	-28.731	2.3925	4.0793
37480	-63.581	-26.508	2.6980	-21.037	1.0430	1.7040
37517	11.389	5.4177	1.8749	0.27390	-1.6282	6.1541
37649	-28.533	7.6030	1.8365	6.6745	-0.57125	2.7721
37661	38.421	4.8522	-0.58022	-3.6801	-1.3413	1.8708
37692	-30.160	-20.200	1.0134	-13.677	-5.3429	-25.048
37728	-10.218	-2.0886	-2.2183	-10.896	4.6377	-2.1707
37731	-11.180	-7.5452	-1.3868	-11.072	6.4725	-4.9863
37734	-28.868	-16.659	-1.0425	-12.488	3.0063	-22.734
37737	-19.302	-12.292	-1.5243	-10.022	7.3524	-11.069
37740	-23.542	-14.663	-1.2829	-10.927	6.1279	-15.726
37743	-15.000	-10.228	-1.4273	-9.9691	7.3011	-7.6223

Очевидно, что при принятом расчетном сопротивлении  $R_d = 195$  МПа

все сварные соединения имеют такие запасы прочности, при которых полное проплавление привариваемых пластин для обеспечения прочности при действии экстремальных нагрузок не требуется.

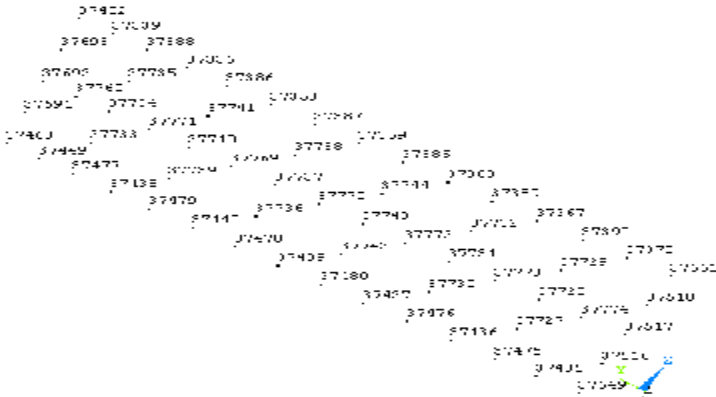


Рис. 28. Схема узлов в сечении перехода от основного металла к сварному шву № 12

**Случай действия рабочих нагрузок.** Нагрузки, действующие на вал ротора в нормальных условиях эксплуатации, заданы в табл. 4 в зависимости от величины угла поворота вала ротора. Графики изменения нагрузок представлены на рис. 29.

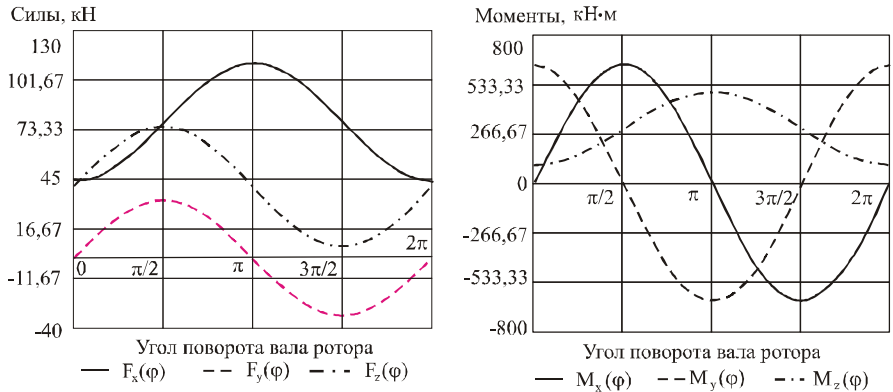


Рис. 29. Графики изменения нагрузок за один оборот вала ротора (один цикл)

Поскольку нагрузки действуют с разными фазами, определить размах напряжений цикла непосредственно невозможно. Поэтому применяем следующую процедуру. Сначала определяем разности всех компонентов

нагрузки для следующих значений углов поворота ротора 0°, 90°, 0°, 180°, 0°, 270°, 90°, 180°, 90°, 270°, 180°, 270° по формулам

$$\begin{aligned}
 (\Delta F_{x-r})_1 &= (F_{x-r})_{90} - (F_{x-r})_0; (\Delta F_{x-r})_2 = (F_{x-r})_{180} - (F_{x-r})_0; \\
 (\Delta F_{x-r})_3 &= (F_{x-r})_{270} - (F_{x-r})_0; (\Delta F_{x-r})_4 = (F_{x-r})_{180} - (F_{x-r})_{90}; \\
 (\Delta F_{x-r})_5 &= (F_{x-r})_{270} - (F_{x-r})_{90}; (\Delta F_{x-r})_6 = (F_{x-r})_{270} - (F_{x-r})_{180}
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

(для остальных компонентов нагрузки поступаем аналогично). Получаем следующую таблицу разностей (табл. 8).

Таблица 8

Величины разностей нагрузок

№ варианта	Интервал изменения угла поворота ротора	$\Delta F_{x-r}$ , кН	$\Delta F_{y-r}$ , кН	$\Delta F_{z-r}$ , кН	$\Delta M_{x-r}$ , кНм	$\Delta M_{y-r}$ , кНм	$\Delta M_{z-r}$ , кНм
1	90° – 0°	33,3	32,5	33,8	633,5	-631,0	194,0
2	180° – 0°	66,6	0	0	0	-1262,0	388,0
3	270° – 0°	33,3	-32,5	-33,8	-633,5	-631,0	194,0
4	180° – 90°	33,3	-32,5	-33,8	-633,5	-631,0	194,0
5	270° – 90°	0	-65,0	-67,6	-1267,0	0	0
6	270° – 180°	-33,3	-32,5	-33,8	-633,5	631,0	-194,0

Поскольку смещение нагрузок по фазе кратно 90°, такое количество разностей считаем достаточным. Как видно из этой таблицы, значения разностей нагрузок в строках 3 и 4 одинаковы, поэтому для дальнейшего расчета используем только значения разностей, содержащиеся в пяти строках(1, 2, 3, 5, 6).

Далее выполняем расчет напряженного состояния сварных соединений рамы, задавая в качестве величин нагрузок полученные разности нагрузок. Правомерность этого следует из линейной зависимости напряжений от нагрузок:

$$\Delta \sigma = \sigma(L_1) - \sigma(L_0) = \sigma(L_1 - L_0) = \sigma(\Delta L).
 \tag{14}$$

Подтверждением линейной зависимости напряжений от нагрузки служит то, что напряжения в раме от рабочих и экстремальных нагрузок не превышают предела текучести. В результате расчета получаем разности напряжений в сварных соединениях рамы для пяти интервалов изменения величин углов поворота вала ротора. В качестве расчетного размаха напряжений за один оборот вала, т.е. за один цикл нагружения рамы, принимаем максимальную разность напряжений из пяти. Для расчета по этой процедуре используются соответствующие макросы.

Для пяти сочетаний разностей нагрузок, содержащихся в 1, 2, 3, 5 и 6-й

строках табл. 8, вычисляются все компоненты номинальных напряжений для каждого сварного соединения. Далее с помощью специального макроса вычисляются разности напряжений вдоль линии, параллельной продольной оси шва и отстоящей от плоскости шва на расстоянии, равном двум толщинам привариваемой пластины (контрольной линии), с шагом от половины до двух толщин пластины. Эти величины являются разностями напряжений для каждого сочетания разностей нагрузок. Далее с помощью редактора Excel для каждой точки упомянутой контрольной линии из пяти полученных наборов результатов выбирается максимальная по абсолютной величине разность напряжений, которая представляет собой размах напряжений, и заносится в таблицу.

Шаг расположения контрольных точек составляет от половины до двух толщин пластины. Например, для сварного шва №3, соединяющего пластины толщиной  $T = 25$  мм, контрольная линия отстоит от корня шва на расстоянии  $h = 2T = 50$  мм, шаг между контрольными точками  $p = 12,5$  мм. Для сварного шва №5  $T = 40$  мм,  $h = 2T = 80$  мм,  $p = 17$  мм; для сварного шва №8  $T = 50$  мм,  $h = 2T = 100$  мм,  $p = 25$  мм; для сварного шва №25  $T = 20$  мм,  $h = 2T = 40$  мм,  $p = 21$  мм; для сварного шва №44  $T = 15$  мм,  $h = 2T = 30$  мм,  $p = 30$  мм.

Напряжениями, определяющими прочность сварного соединения, являются нормальные напряжения, действующие перпендикулярно плоскости сварного шва, и касательные напряжения, действующие в плоскости шва. В табл.9 дана ориентация исследуемых сварных швов в глобальной системе координат (указана ось, перпендикулярная плоскости шва) и указаны направления нормальных и касательных напряжений, определяющих прочность швов. Величины размахов этих напряжений для наиболее нагруженных контрольных точек каждого сварного соединения приведены в табл. 10.

Как сказано выше, номинальные напряжения в сварном соединении определяются как напряжения в плоскости пластины, находящейся на расстоянии двух толщин от корня шва. Очевидно, что номинальные напряжения в корне шва могут отличаться от номинальных напряжений для сварного соединения. Для соединения с полным проплавлением они всегда меньше, для соединений с неполным проплавлением они могут быть как большими, так и меньшими номинальных напряжений для сварного соединения. Их величина зависит от геометрии сварного соединения и ширины непровара, т.е. от площади критического сечения.

Для стыкового сварного соединения критическим сечением является поперечное сечение пластины, проходящее через корень шва. Если сварное соединение выполнено с полным проплавлением, площадь критического сечения равна площади поперечного сечения пластины (усиления стыковых швов в расчете прочности не учитываются), поэтому напряжение в таком сварном соединении равно напряжению в пластине.

Для таврового соединения критическим сечением является сечение, проходящее через корень шва по нормали к наружной поверхности

наплавленного металла (рис. 9. а). При полном проплавлении его площадь больше площади поперечного сечения привариваемой пластины, поэтому напряжение в нем всегда меньше, чем напряжение в пластине. При неполном

Таблица 9

Ориентация сварных швов в глобальной системе координат и напряжения, определяющие прочность швов

№ шва	Ориентация швов в глобальной системе координат			Напряжения, определяющие прочность швов			№ шва	Ориентация швов в глобальной системе координат			Напряжения, определяющие прочность швов		
	X	Y	Z	$\sigma_x$ , $\tau_{xy}$ , $\tau_{xz}$	$\sigma_y$ , $\tau_{xy}$ , $\tau_{yz}$	$\sigma_z$ , $\tau_{xz}$ , $\tau_{yz}$		X	Y	Z	$\sigma_x$ , $\tau_{xy}$ , $\tau_{xz}$	$\sigma_y$ , $\tau_{xy}$ , $\tau_{yz}$	$\sigma_z$ , $\tau_{xz}$ , $\tau_{yz}$
3	+					+	36			+	+		
4	+					+	37		+		+		
5		+		+			38			+	+		
6		+		+			39		+		+		
7		+		+			40			+	+		
8			+	+			41			+	+		
9		+		+			42		+		+		
10		+		+			43		+		+		
11			+	+			44		+				+
12		+		+			42		+		+		
13				+			43		+		+		
14				+			44		+				+
15			+	+			45	+				+	
16			+	+			46	+				+	
17		+		+			47	+					+
18			+	+			48	+					+
19		+		+			49	+					+
20		+		+			50	+					+
21			+	+			51	+				+	
22		+		+			52	+				+	
23			+	+			53	+					+
24			+	+			54	+					+
25		+				+	55	+				+	
26		+				+	56	+				+	
31		+		+			57	+					+
32				+			58	+					+
33				+			59	+					+



34			+	+			60	+						+
35			+	+										

Таблица 10

Максимальные размахи номинальных нормальных (мембранных)  $\Delta\sigma$  и касательных  $\Delta\tau$  напряжений в сварных соединениях рамы при рабочем нагружении

№ шва	Толщина привариваемой пластины T, мм	Максимальные размахи напряжений, МПа			№ шва	Толщина привариваемой пластины T, мм	Максимальные размахи напряжений, МПа		
		$\Delta\sigma$	$\Delta\tau$				$\Delta\sigma$	$\Delta\tau$	
			вдоль оси шва	поперек оси шва				вдоль оси шва	поперек оси шва
3	25	4,9	5,6	0,7	34	25	9,6	6,0	0,3
4	25	7,4	6,2	0,1	35	25	10,5	8,4	0,6
5	40	4,0	3,1	0,5	36	25	1,8	2,1	0,6
6	40	4,9	3,3	0,7	37	50	2,8	2,3	1,1
7	40	7,0	2,8	0,5	38	25	6,8	2,7	0,7
8	50	8,1	3,7	2,0	39	50	7,5	2,5	1,2
9	40	5,7	2,2	1,8	40	25	0,5	0,7	0,1
10	40	7,5	3,1	0,6	41	25	0,4	1,0	0,1
11	50	8,4	3,8	2,6	42	50	5,2	2,0	0,4
12	40	5,4	1,9	1,8	43	50	9,5	3,0	0,6
13	25	11,5	8,0	5,4	44	15	1,7	1,9	0,3
14	25	9,2	6,6	4,5	45	40	4,9	2,6	0,5
15	25	6,6	10,0	0,4	46	40	3,4	3,4	3,3
16	25	5,5	7,4	0,3	47	25	5,4	5,2	0,8
17	50	13,5	3,9	0,6	48	25	4,3	4,5	0,8
18	25	2,3	2,2	1,6	49	25	1,3	0,5	0,2
19	50	20,3	7,7	0,5	50	12	1,8	0,3	0,8
20	50	3,9	3,6	0,8	51	40	5,8	2,8	0,6
21	25	1,0	2,3	1,4	52	40	3,3	3,0	3,5
22	50	10,2	4,0	0,6	53	25	1,4	1,2	0,2
23	25	1,7	0,8	0,2	54	12	2,1	0,3	0,5
24	25	3,5	1,3	0,1	55	40	3,6	3,0	0,7
25	20	3,7	0,5	0,5	56	40	3,0	2,7	0,6
26	20	3,6	0,5	0,4	57	25	10,5	8,0	0,6
31	40	8,4	4,2	0,6	58	25	8,0	5,9	0,4
32	25	12,1	6,5	4,8	59	25	1,4	3,3	0,6
33	25	10,8	6,9	5,1	60	25	1,2	2,8	0,6

проплавлении площадь критического сечения в зависимости от ширины непровара может быть как больше, так и меньше площади поперечного сечения привариваемой пластины.

Очевидно, что для обоснования необходимости обеспечения полного проплавления при выполнении сварного соединения необходимо знать величину напряжения в критическом сечении соединения.

Для упрощения численных вычислений принимаем, что критическое сечение таврового сварного соединения расположено в плоскости сварного шва, а его размеры равны размерам его проекции на плоскость шва. Это упрощение идет в сторону увеличения запаса прочности, хотя и весьма незначительного, так как угол, который образует наплавленный металл с плоскостью пластины, весьма мал ( $\alpha = 10^\circ$  – см. рис. 9, а), однако оно освобождает нас от необходимости разложения силы, действующей на сварное соединение, на нормальную и касательную к плоскости критического сечения составляющие (рис. 30) и определения касательных напряжений, которые дают весьма незначительный вклад в суммарное повреждение от усталости. Их влияние на общую прочность для данного случая также незначительно, так как при  $\alpha = 10^\circ$

$$\sqrt{\cos^2 \alpha + 3 \times \sin^2 \alpha} = 1.03 \approx 1.$$

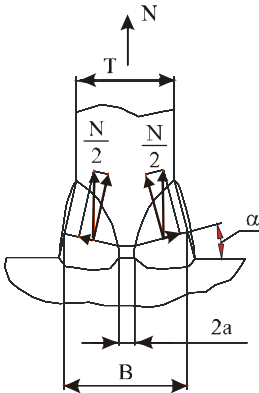


Рис. 30. Схема сил, действующих в критическом сечении таврового сварного соединения

Исходя из этого, величина среднего значения напряжения в критическом сечении сварного соединения может быть без большой погрешности определена по известной величине мембранного напряжения в пластине и величине отношения площади поперечного сечения пластины к площади проекции критического сечения на плоскость сварного шва. Из рис. 9 следует, что величина напряжения может быть определена по формуле

$$\sigma_{cr} = \sigma_t \cdot \frac{T}{B} = K_T \sigma_t, \quad (15)$$

где  $\sigma_{cr}$  – среднее напряжение в критическом сечении сварного шва;  $\sigma_t$  – мембранное напряжение в привариваемой пластине;  $T$  – толщина пластины;  $B$  – ширина проекции критического сечения на плоскость шва,  $K_T$  – коэффициент перехода от напряжений в пластине к напряжениям в критическом сечении.

Исходя из размеров сварных швов, по формуле (3) получаем:  $B_{25} = 29,1 \text{ мм}^2$ ,  $B_{40} = 46,6 \text{ мм}^2$ ,  $B_{50} = 57,1 \text{ мм}^2$ , откуда  $K_{25} = 0,86$ ,  $K_{40} = 0,86$ ,  $K_{50} = 0,88$ . Для стыковых соединений  $K_T = 1$ .

На основании этого получаем следующую таблицу размахов напряжений в критических сечениях сварных соединений, имеющих полное проплавление (табл. 11).

Таблица 11

Максимальные размахи номинальных нормальных и касательных напряжений в критических сечениях сварных соединений рамы с полным проплавлением при рабочем нагружении

№ шва	Толщина привариваемой пластины Т, мм	Максимальные размахи напряжений, МПа			№ шва	Толщина привариваемой пластины Т, мм	Максимальные размахи напряжений, МПа		
		$\Delta\sigma$	$\Delta\tau$				$\Delta\sigma$	$\Delta\tau$	
			вдоль оси шва	поперек оси шва				вдоль оси шва	поперек оси шва
3	25	4,9	5,6	0,7	34	25	8,4	5,2	0,3
4	25	7,4	6,2	0,1	35	25	9,1	7,3	0,5
5	40	3,5	2,7	0,4	36	25	1,6	1,8	0,5
6	40	4,3	2,9	0,6	37	50	2,5	2,0	1,0
7	40	6,1	2,4	0,4	38	25	5,9	2,3	0,6
8	50	7,2	3,3	1,8	39	50	6,7	2,2	1,1
9	40	5,0	1,9	1,6	40	25	0,5	0,6	0,1
10	40	6,5	2,7	0,5	41	25	0,4	0,9	0,1
11	50	7,5	3,4	2,3	42	50	4,6	1,8	0,4
12	40	4,7	1,7	1,6	43	50	8,5	2,7	0,5
13	25	10,0	7,0	4,7	44	15	1,7	1,9	0,3
14	25	7,8	5,7	3,9	45	40	4,3	2,3	0,4
15	25	5,7	8,7	0,3	46	40	3,0	3,0	2,9
16	25	4,8	6,4	0,3	47	25	4,7	4,5	0,7
17	50	12,0	3,5	0,5	48	25	3,7	3,9	0,7
18	25	2,0	1,9	1,4	49	25	1,1	0,4	0,2
19	50	18,1	6,9	0,4	50	12	1,8	0,3	0,8
20	50	3,5	3,2	0,7	51	40	5,0	2,4	0,5
21	25	0,9	2,0	1,2	52	40	2,9	2,6	3,0
22	50	9,1	3,4	0,5	53	25	1,2	1,0	0,2
23	25	1,5	0,7	0,2	54	12	2,1	0,3	0,5
24	25	3,0	1,1	0,1	55	40	3,1	2,6	0,6
25	20	3,7	0,5	0,5	56	40	2,6	2,3	0,5
26	20	3,6	0,5	0,4	57	25	9,1	7,0	0,5
31	40	7,3	3,7	0,5	58	25	7,0	5,1	0,3
32	25	10,5	5,7	4,2	59	25	1,2	2,9	0,5

33	25	9,4	6,0	4,4	60	25	1,1	2,4	0,5
----	----	-----	-----	-----	----	----	-----	-----	-----

Анализ полученных результатов показывает, что допускаемый для категории 36 размах номинальных нормальных напряжений превышает в трех сварных соединениях – тавровых соединениях №№ 17, 19, 32; допускаемый размах номинальных касательных напряжений (категория 80) не превышает ни в одном сварном соединении. Это означает, что сварные соединения №№ 17, 19, 32 на участках, где расчетные размахи напряжений превышают допускаемое значение, должны выполняться с полным проплавлением. Для остальных участков этих сварных соединений, а также для всех остальных сварных соединений полное проплавление не требуется. Для определения же допускаемой ширины непровара необходимы дополнительный анализ напряженного состояния сварных соединений и дополнительные вычисления.

**Заключение.** Результаты расчета напряженного состояния сварных соединений рамы ветроэнергетической установки SUDWIND S70 чертеж Z-1.1MT.HT.01B показали, что прочность всех сварных соединений рамы при действии рабочих и экстремальных нагрузок обеспечивается с большими запасами. Согласно полученным результатам полное проплавление для всех сварных соединений не требуется. Оно необходимо лишь на коротких участках только трех швов из пятидесяти четырех, которые согласно чертежам должны выполняться с полным проплавлением. Это позволяет сделать вывод о том, что требования чертежей и технической спецификации к сварным соединениям рам проектантом завышены.

**Список литературы.** 1. Ткачук Н.А., Орлов Е.А., Головченко В.И., Гоголь Н.А. Экспресс – модели и экспресс – системы для оперативного решения задач анализа и синтеза элементов сложных механических систем // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2005. – № 53. – С.116-138. 2. Головченко В.И. Система автоматизированной генерации твердотельной и конечно-элементной модели для исследования напряженно-деформированного состояния сварной рамы ветроэнергетической установки // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2005. – № 60. – С.30-43. 3. Rules and Regulations. IV Non-Marine Technology. Part 1. Regulations for the Certification of Wind Energy Conversion Systems. – Germanischer Lloyd, 1999. 4. European Prestandard ENV 1993 – 1 – 1: 1992. Eurocode 3: Design of steel structures – Part 1 – 1 : General rules and rules for buildings. – European Committee for Standardization, 1992. 5. Hobbacher A. Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components. – International Institute of Welding, 1996.

*Поступила в редколлегию 12.01.2006*