

УДК 621.822.5 : 539.3

В.Ю. АНОФРИЕВ¹, Л.Б. ГЕЦОВ², Ю.А. НОЖНИЦКИЙ³¹ЗАО «Интерневмаш», Санкт-Петербург, Россия²Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, Россия³ФГУП "ЦИАМ им. П.И. Баранова", Санкт-Петербург, Россия

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ ИЗ ВЫСОКОПРОЧНЫХ СТАЛЕЙ (ЧАСТЬ 1)

Рассматриваются вопросы проектирования и технологии изготовления крупногабаритных сварных рабочих колес из высокопрочных сталей с пределом текучести 900 – 1000 МПа.¹⁾ Проводились расчеты напряженно-деформированного состояния различных вариантов колес методом конечных элементов с использованием пакетов ANSYS и COSMOS и создана методика сопоставления результатов расчета с требованиями норм прочности, разработанная Невским машиностроительным заводом (НЗЛ) в 1977 г. Рассматриваются вопросы статической и усталостной прочности рабочих колес с использованием методики ЦНИИ «Прометей». Ресурс сварных рабочих колес в соответствии с действующими в РФ и за рубежом нормативными требованиями должен подтверждаться с учетом возможного роста трещин малоциклового усталости от дефектов, не выявляемых применяемыми методами неразрушающего контроля. Анализируется возможность образования дефектов в процессе отпуска колес для снятия напряжений. Рассматриваются критерии разрушения, которые могут быть положены в основу создания современных норм прочности колес из высокопрочных сталей. Анализируются результаты расчетов с помощью пакетов ANSYS и COSMOS.

крупногабаритные сварные рабочие колеса, метод конечных элементов, статическая и усталостная прочность, напряженно-деформированное состояние, критерии разрушения

Введение

Центробежные компрессора нового поколения по ГОСТ 28567-90 характеризуются высокими значениями энергопотребления и экономичностью (к.п.д.). Так, нагнетатель 2550-31-1 при производительности 2035 м³/мин ($Q_{20^{\circ}760} = 112000 \text{ нм}^3/\text{час}$), начальном давлении 0,098 МПа, начальной температуре воздуха 30 °С и частоте вращения ротора 5019 об/мин обеспечивает конечное давление 0,407 МПа при потребляемой мощности 7400 кВт. Выполнение этих условий требует применения в конструкции высоконагруженных рабочих колес. Такая задача была решена за счет использования для изготовления рабочих колес высокопрочных свариваемых материалов с пределом текучести не менее 900 МПа, усовершенствования способов сварки, и использования совершенных методик прочностных расчетов¹⁾.

¹⁾ В работе принимали участие Балакин С.М., Баскаков Г.В., Гуц А.В., Ильин А.В., Марголин Б.З., Титова Т.И., Турганев К.А.

Работа проводилась применительно к роторам компрессоров 2550-31-1 для установки крекинга нефти и 16ГЦ2-ЦНД для сжатия попутного нефтяного газа. Были разработаны чертежи роторов, удовлетворяющих современным требованиям к конструкции, материалу и технологии изготовления и контроля, сформулированным с учетом полученного опыта изготовления головного образца. Были сформулированы новые концепции норм прочности колес, опирающиеся на результаты расчетов с использованием современных конечно-элементных пакетов (ANSYS и др.) и результаты экспериментов по изучению характеристик релаксации напряжений в процессе отпуска хрупкой и циклической прочности основного металла и металла сварных соединений.

Была разработана и освоена в производстве новая технология аргодуговой сварки рабочих колес из высокопрочной стали. Определены оптимальные режимы термической обработки колес на всех ста-

дях их изготовления. Разработаны и реализованы в производстве новые технологические процессы прокатки листов и штамповки дисков из высокопрочной стали, а также штамповки лопаток, обеспечивающие высокие качество металла и коэффициент использования металла.

Проведенными расчетами напряженно-деформированного состояния и собственных частот рабочих колес с учетом расчетного определения уровня сварочных остаточных напряжений и экспериментально определенного уровня вибрационных напряжений подтверждена заданная техническими требованиями долговечность эксплуатации рабочих колес нагнетателя 2550-31-1 в условиях динамического нагружения при температурах до минус 30 °С включительно.

После испытания ротора при повышенном числе оборотов компрессор был отправлен заказчику и установлен в промышленную эксплуатацию. В настоящее время ротор безаварийно отработал ~15000 часов.

В настоящей статье на конкретных примерах рассматриваются вопросы технологии изготовления и особенности расчетов прочности рабочих колес центробежных компрессоров.

Технология изготовления заготовок рабочих колес из высокопрочной стали

Рабочие колеса современных компрессорных машин (рис. 1) представляют собой сварную конструкцию, состоящую из лопаток, покрывающего и основного дисков.

К числу требований, предъявляемых к материалам элементов таких рабочих колес, относятся хорошая свариваемость; высокие прочностные свойства, обеспечивающие высокую несущую способность; высокая хладостойкость до – 45 °С; сопротивление коррозионному сульфидному растрескиванию (в частности в средах, содержащих сероводород) для компрессоров, используемых в производстве удобрений, при крекинге нефти.

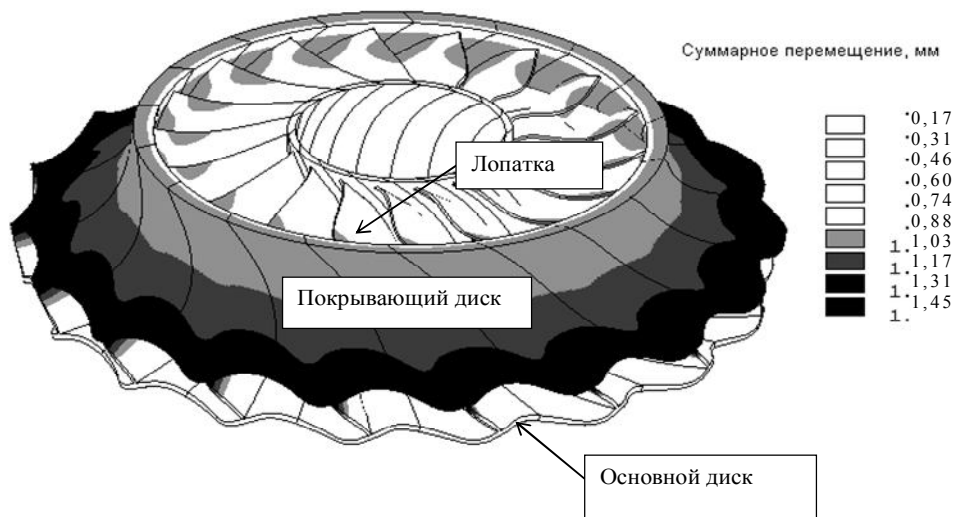


Рис. 1. Внешний вид рабочего колеса нагнетателя 2550-31-1 и расчетные значения перемещений при рабочих оборотах

Рассмотрим некоторые особенности технологического процесса изготовления колес нагнетателя 2550-31-1. Разработанный способ изготовления высоконагруженного сварного рабочего колеса центробежного компрессора, который описывается ниже, защищен патентом на изобретение № 2186261

от 27 июля 2002 г.

Технология изготовления листовых заготовок для лопаток. На Ижорском заводе была разработана и опробована технология пакетной прокатки листов из высокопрочной стали типа 08ХН4МД в толщинах 10 и 16 мм. Этот метод позволил обеспечить

прокатку относительно тонкого крупногабаритного листа на стане "5000" и проведение качественной термообработки этого листа на оборудовании термического цеха по классической схеме "закалка + отпуск".

Для изготовления симметричных пакетов ис-

пользовался исходный лист толщиной 75мм из стали электрошлакового способа выплавки. Механические свойства материала прокатанных листов приведены в табл. 1, при этом процент волокна в изломе для листов 10 и 16 мм исследуемой плавки составил величину 100%.

Таблица 1

Механические свойства проката листов из стали типа 08ХН4МД толщиной 10 и 16мм

Толщина, мм	Место отбора проб ¹⁾	Результаты испытаний на растяжение при температуре + 20 °С				Ударная вязкость (KCV), дж/см ² при температуре		
		σ_s н/мм ²	$\sigma_{0,2}$ н/мм ²	δ %	ψ %	+ 20 °С	- 30 °С	KCV - 40 °С
10	верх	1096	1045	16,0	63,7	150-151	113-110-112	
	низ	1072	1014	15,0	66,3	146-153	121-139-127	
	верх	1093	956	17,7	66,5	148-165		102-91-109
	верх	1093	1052	16,0	65,6	145-162	111-122-122	
	низ	1062	1014	13,3	66,4	147-158	130-144-134	
16	верх	1083	1031	18,7	70,1	167-190		
	низ	1114	1048	19,0	69,0	155-151		
	верх	1103	1045	17,3	68,1	161-164		
	низ	1121	1055	17,3	68,0	165-156		
	верх	958	913	20,3	71,7	201-195		
	низ	1020	978	19,0	71,2	163-185		
	верх	982	937	20,0	71,6	185-185		
	низ	1052	1007	18,7	70,0	187-180		

¹⁾ верх листа относится к прибыльной части слитка, низ листа – к донной части слитка.

Штамповка лопаток из высокопрочной стали.

Производилась пробная штамповка нескольких лопаток с различными условиями охлаждения после штамповки:

На основании проведенных работ по изучению влияния условий охлаждения лопаток после штамповки была принята следующая технология штамповки лопаток.

1. Посадка партии заготовок лопаток в печь с температурой 950 ± 20 °С с использованием подкладок высотой не менее 50 мм.

2. Нагрев до температуры $950 + 50$ °С с выдержкой при этой температуре 30 минут. Отсчет времени выдержки проводился от момента достижения 950 °С.

3. Штамповка лопаток с переносом заготовок в штамп в течение не более 20 сек.

4. Охлаждение лопаток в течение 5 – 7 мин в

штампе, далее на воздухе. После штамповки 3 – 5 лопаток производится охлаждение штампа до комнатной температуры.

5. Отпуск партии штамповок лопаток при 610 ± 10 °С в течение 5,5 – 6,5 ч с последующим охлаждением на воздухе до температуры не выше 100 °С (принудительным с помощью вентилятора или без принудительного охлаждения).

6. Контроль размеров штамповок.

7. Контроль твердости металла всех штамповок и определение механических свойств металла двух штамповок от партии с минимальным и максимальным значениями твердости.

Были приняты следующие требования к механическим свойствам материала лопаток: $\sigma_b > 950$ МПа, $\sigma_{0,2} > 900$ МПа, $\delta > 12\%$, $\psi > 50\%$, $KCV > 600$ кДж/м² при – 30 °С при количестве волокна в изломе не менее 70%, $HB > 306$. В случае отступлений от механи-

ческих свойств, проводится повторная полная термическая обработка по режиму: закалка в воде от 880 ± 20 °С, отпуск при 610 ± 10 °С в течение 5,5–6,5 ч с последующим определением механических свойств.

Изготовление заготовок покрывающих дисков.

Специальная технология изготовления заготовок покрывающих дисков из высокопрочной стали была разработана на Ижорском заводе и включала в себя следующие операции.

1. Вырезка из листов толщиной 80 мм заготовок с наружным диаметром 1430 мм, отвечающим с

припуском наружному диаметру покрывающих дисков. В них делались прорези, позволяющие при штамповке удалить центральную часть заготовки.

2. Нагрев заготовок в газовой печи с выдвигным подом до температуры 980 °С (1,5–2 ч).

3. Штамповка заготовок проводится на прессе 12000 тонн в специальном штампе, состоящем из матрицы и пуансона.

4. Термическая обработка заготовок по стандартному режиму. После термической обработки были получены механические свойства, приведенные в табл. 2.

Таблица 2

Механические свойства материала штамповок покрывающих при 20 °С

σ_b , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	Ψ , %	КС, кДж/м ²	% волокна
1053	996	14,9	60,8	1360	100
1018	968	18	63,5	1440	100

Технология сварки. Оработка технологии сварки, термообработки и контроля сварных соединений рабочих колес из высокопрочной стали с КП90 проводилась на двух комплектах колес, впоследствии механически обработанных и установленных в эксплуатацию. Сварка производилась проволокой 07ХНЗМД и электродами 48Н-15 (диаметром 3 и 4 мм). Разработаны рекомендации по оформлению чертежей рабочих колес (в том числе технических требований к изготовлению и контролю сварных швов), технология механической обработки кромок рабочих лопаток под сварку, определены механические свойства металла сварных соединений рабочих колес.

Напряженно-деформированное состояние колес и запасы прочности

Статическая прочность. В настоящее время отсутствуют Нормы прочности рабочих колес центробежных компрессоров, использующие расчеты напряжений методом конечных элементов. Поэтому была создана методика сопоставления результатов расчета МКЭ с требованиями норм прочности, разработанных Невским машиностроительным заводом

(НЗЛ) [1] в 1977 г. В рамках этих Норм для определения запасов прочности рассчитываются номинальные статические напряжения в сечениях, удаленных от концентраторов напряжений:

– максимальные окружные напряжения для расточки основного диска σ_{t0}^d ;

– радиальные σ_{r1}^d и окружные σ_{t1}^d напряжения основного диска для сечений сопряжения полотна со ступицей;

– максимальные окружные напряжения для периферийных сечений основного диска, прилегающих к нерабочей поверхности лопатки σ_{t2}^d ;

– окружные напряжения для расточки уплотнительного кольца покрывающего диска σ_{t0}^n ;

– максимальные окружные напряжения в покрывающем диске для периферийных сечений, прилегающих к лопаткам σ_{t2}^n ;

– осевые напряжения для входных сечений лопаток фрезерованных и сварных колес, прилегающих к основному диску, σ_{z1}^{ϕ} ;

– осевые напряжения в сечениях, удаленных от

входной кромки на расстояние $0,5 \nu$ (ν – ширина лопатки на входе) и прилегающих к основному диску σ_{z1}^{uu} ;

– осевые напряжения в выходных сечениях, прилегающих к основному диску σ_{z2}^d ;

– осевые напряжения в выходных сечениях, прилегающих к покрывающему диску σ_{z2}^n .

Минимальные значения требуемых согласно нормам [1] запасов статической прочности для перечисленных выше напряжений приведены в табл. 3.

Таблица 3

Минимальные значения запасов статической прочности

Напряжение	σ_{t0}^d	σ_{r1}^d	σ_{t1}^d	σ_{t2}^d	σ_{t0}^n	σ_{t2}^n	σ_{z1}^{ϕ}	σ_{z1}^{uu}	σ_{z2}^d	σ_{z2}^n
Запас прочности	1,5	1,5	1,5	1,3	1,3	1,5	1,5	1,5	1,3	1,3

Для определения указанных напряжений была разработана методика усреднения значений компонентов тензора напряжений для произвольной поверхности в системе КЭ анализа ANSYS [2]. При этом для усреднения значений напряжений в системе КЭ анализа ANSYS было использовано несколько подходов.

1. Усреднение по произвольному пути (по произвольной кривой).
2. Усреднение по поверхности.
3. Усреднение по произвольному сечению.

Проводились расчеты методом конечных элементов напряженно-деформированного состояния различных вариантов колес.

В качестве примера рассмотрим результаты расчета колеса первой ступени (лопатки выполнены

фрезерованными на основном диске) центробежного компрессора 16ГЦ2-ЦНД [2].

Материал дисков и лопаток: сталь – 12Х2ГМФБРЧА, КП75 ГОСТ 8479-70. Скорость вращения ротора 10000 об/мин. Расчеты проводились в системах конечно-элементного (КЭ) анализа COSMOS и ANSYS. Рассматривались различные варианты исполнения соединения лопаток с основным и покрывающим дисками.

В расчетах использовались три модели: без учета сварного шва (стыковка лопатки и диска под прямым углом $R = 0,1$ мм); с радиусом скругления в зоне сварного шва $R = 1$ и 3 мм.

Параметры КЭ моделей приведены в табл. 4. На рис. 2 представлены варианты использованной КЭ сетки.

Таблица 4

Параметры КЭ моделей

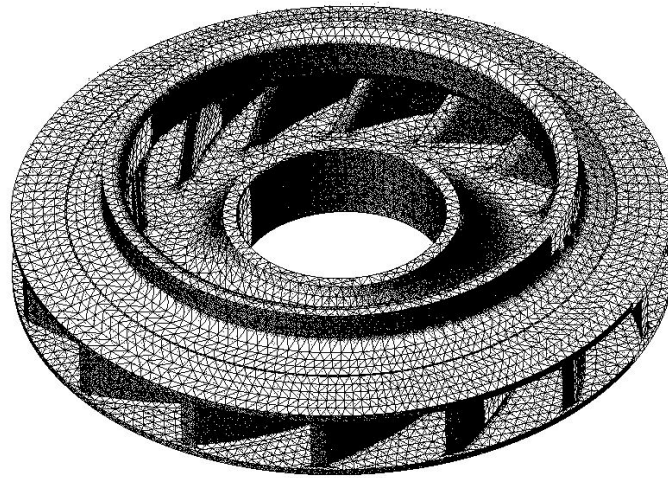
Радиус сварного шва, R , мм	Характеристики сеток						
	ANSYS				COSMOS		
	0,1	1	3	5	0,1	1	3
Количество элементов	143 638	231 759	207 069	245 808	590 084	69 068	7 3448
Количество узлов	215 652	357 460	312 111	364 871	924 758	125 226	130 524
Количество степеней свободы	646 956	1 072 380	936 333	1 094 613	2 774 274	375 678	391 572

Деформированное состояние колеса во всех трех случаях практически не отличалось. Близкие результаты получены в расчетах по моделям, предусматривающим закрепление по внутреннему диаметру и без закрепления. Установлено, что макси-

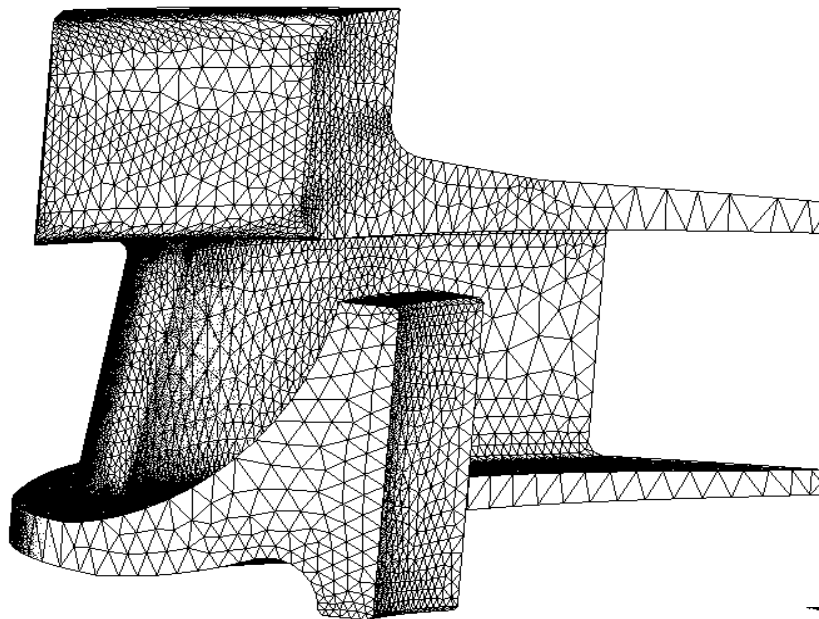
мальные радиальные перемещения возникают в зоне стыковки покрывающего диска и лопаток (рис. 2). Указанные упругие деформации не превышают выбранных в конструкции величин зазоров.

Результаты проведенных оценок запасов прочно-

сти колеса в соответствии с [1] приведены в табл. 5, из которой видно что, минимальные значения запаса прочности для колеса компрессора 16ГЦ2-ЦНД больше нормируемых ($K_c = 1,3 - 1,5$).



а



б

Рис. 2. Конечно-элементная модель в системе COSMOS (а) и ANSYS (б)

Таблица 5

Результаты проведенных оценок запасов прочности колеса

Напряжение	σ_{t0}^d	σ_{r1}^d	σ_{t1}^d	σ_{t2}^d	σ_{t0}^n	σ_{r2}^n	σ_{z1}^{ϕ}	σ_{z1}^u	σ_{z2}^d	σ_{z2}^n
Запас прочности по расчету при $\sigma_{0,2}=750$ МПа	8,4	11,7	21,4	2,14	1,60	2,07	1,63	–	7,8	19,7
Запас прочности по нормам [1]	1,5	1,5	1,5	1,3	1,3	1,5	1,5	1,5	1,3	1,3

Таким образом, можно полагать, что в ряде случаев значения коэффициентов запаса [1] неоправданно велики, и можно надеяться, что используя уточненные КЭ расчеты для колес компрессоров, имеющих положительный опыт длительной эксплуатации, можно будет их понизить. Максимальные значения интенсивности напряжений σ_i , полученные в результате расчетов по разным моделям и КЭ системам, приведены в табл. 6 для разных точек колеса. Расположение точек *A, B, C, D, E, F* показано на рис. 3.

Из таблицы видно, как с увеличением радиуса скругления в зоне стыка лопаток и основного диска уменьшаются максимальные значения интенсивности напряжений не только в местах стыка с диском (как и следовало ожидать), но и во всех указанных на рис. 3 точках лопаток.

Следует также отметить, что в системе ANSYS выполнение расчета проводится для представительного фрагмента конструкции (с учетом циклической симметрии конструкции), а не конструкции в целом.

Таблица 6

Максимальные значения интенсивности напряжений σ_i

Точки на рис. 3	COSMOS			ANSYS			
	Радиус скругления в зоне стыка лопаток и покрывающего диска, мм						
	3	3	3	3	3	3	5
	Радиус скругления в зоне стыка лопаток с основным диском, мм						
	0,15	1	3	0,15	1	3	5
σ_i , МПа							
<i>B</i>	1070	949	941	1130	1115	1100	1250
<i>F</i>	162	111	101	171	121	96	50
<i>E</i>	590	524	519	642	604	613	570
<i>A</i>	1000	720	670	1500	811	611	500
<i>D</i>	689	260	131	769	246	170	100
<i>C</i>	3000	1000	660	3730	1040	670	640

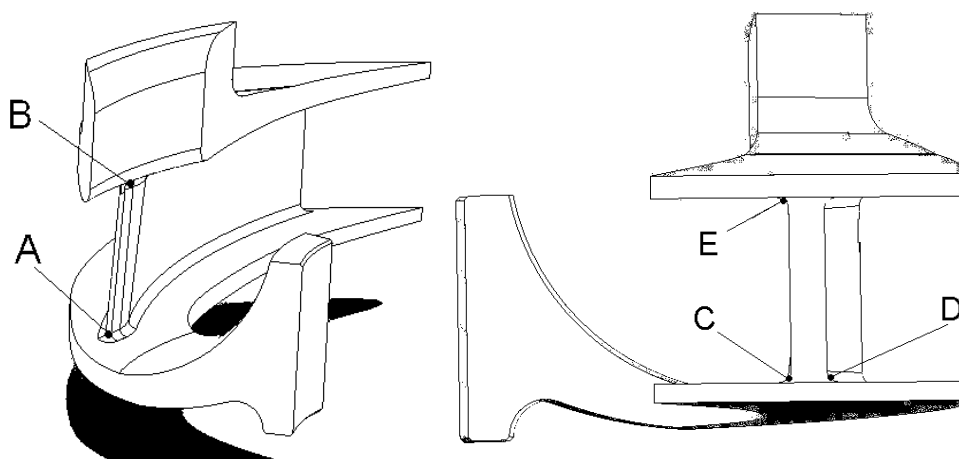


Рис. 3. Расположение характерных точек на поверхности рабочего колеса компрессора, для которых представлены результаты анализа напряженного состояния в табл. 4

Следует также отметить, что значения напряжений, полученные с помощью пакета ANSYS, в основном несколько превышают значения, получен-

ные в системе COSMOS, что объясняется использованием более мелких сеток

Таким образом, при использовании пакета

COSMOS требуются РС большей производительности. В табл. 7 приведены максимальные значения интенсивности напряжений и относительные разме-

ры зон пластичности для всех вариантов расчета. При этом за единицу для сравнения принимался размер зоны пластичности $6,1 \text{ мм}^2$.

Таблица 7

Максимальные значения интенсивности напряжений и относительные размеры зон пластичности

Модель	Максимальное напряжение, МПа	Размер зоны пластичности
Исходная модель $R = 3 \text{ мм}$	1100	1
Увеличен радиус скругления $R = 5 \text{ мм}$	1250	0,5
Применение материала с пределом текучести 900 МПа, при $R = 3 \text{ мм}$	1100	0,4
Применение материала с пределом текучести 900 МПа, при $R = 5 \text{ мм}$	1250	0,17
Изменение геометрии в зоне стыковки покрывающего диска и лопаток	1040	1,5

Анализ главных значений тензора напряжений показал, что для случая $R = 3 \text{ мм}$ максимальные напряжения σ_1 составляют 1018 МПа. Зоны расположения максимальных напряжений различны – σ_1 и σ_3 максимальны в точке стыка покрывающего диска и лопаток, а σ_2 – в точке стыка основного диска и лопаток.

Однако эти местные напряжения в случае использования пластичных материалов являются безопасными в условиях работы колеса под действием только центробежных сил [3]. Проведенные разгонные испытания на повышенных оборотах $n = 5370 \text{ об/мин}$ ($1,07 n_{ном}$) подтвердили справедливость этого вывода. Об этом же свидетельствует длительный положительный опыт эксплуатации различных центробежных компрессоров со сварными колесами из пластичных, в том числе высокопрочных, материалов [4].

В настоящее время ведутся расчеты в упруго-пластической постановке с использованием теории пластического течения с изотропным упрочнением.

Сопоставление для данного материала результатов этих расчетов с экспериментальными данными позволяют разработать подходы к нормированию запасов прочности колес компрессоров по несущей способности.

Литература

1. Нормы прочности колеса ЦКМ ПО «Невский завод». – Л.: НИКТИТ, 1977. – 160 с.
2. Гецов Л.Б., Семенов А.С., Мельников Б.Е., Тургенев К.А. Сравнительный анализ различных подходов к оценке прочности сварных колес центробежных компрессоров // Научно-технические проблемы прогнозирования надежности и долговечности конструкций и методы их решения. Труды VI Межд. конф. – СПб.: СПбГПУ. – 2005. – С. 164 – 173
3. Гецов Л.Б., Марголин Б.З., Федорченко Д.Г. К вопросу определения запасов прочности деталей энергоустановок при использовании расчетов МКЭ // Механика материалов и прочность конструкций. Труды СПбГПУ. – СПб.: СПбГПУ – 2004. – № 489. – С. 162 – 177.
4. Анофриев В.Ю., Гецов Л.Б., Марголин Б.З. Создание нагнетателей нового поколения // Труды V межд. конф. «Научно-технические проблемы прогнозирования надежности и долговечности конструкций и методы их решения». – 14-17 октября 2003. – СПб.: СПбГПУ. – 2003. – С. 14 – 23.

Поступила в редакцию 22.09.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С. В. Елифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.