

ОЦЕНКА СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ СВАРНОГО ДИСКА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ДЫМОСОСА

А. В. МОЛТАСОВ¹, П. Н. ТКАЧ¹, А. Я. ГОГОЛЕВ², А. А. АВДЮШКИН², С. И. МОТРУНИЧ¹

¹ИЭС им. Е. О. Патона НАН Украины, 03680, г. Киев-150, ул. Казимира Малевича, 11.

E-mail: office@paton.kiev.ua

²ООО «Союзэнергомаш», 49127, г. Днепр, ул. Гаванская, 8. E-mail: recept_prmz@souzenergo.com

Проведен проверочный расчет на статическую прочность сварной конструкции диска рабочего колеса дымососа под действием эксплуатационных нагрузок. Рабочее колесо дымососа состоит из диска и приваренной к нему цилиндрической обечайки с двадцатью лопатками, равномерно расположенными по ее периметру. Напряженное состояние, реализующееся в диске при эксплуатации, обусловлено действием сил инерции, возникающих в результате вращения рабочего колеса с постоянной угловой скоростью. Компоненты напряжений определялись решением краевой задачи квазистатической теории упругости. При задании краевых условий было необходимо определить напряжение на внешнем контуре диска, вызванное центробежными силами, создаваемыми лопатками, для чего была предложена соответствующая формула, учитывающая массо-центровочные характеристики лопатки. Было установлено, что в штампованных дисках толщиной 48 и 44 мм максимальное радиальное напряжение действует в ступице и составляет 28 и 29,5 МПа соответственно, максимальные окружные напряжения при этом более чем в два раза ниже радиальных. Главным отличием сварного и штампованного дисков является наличие концентраторов напряжений, обусловленных геометрической неоднородностью конструкции в зоне сварных соединений. При помощи инженерного метода, основанного на гипотезе ломаных сечений, было описано напряженное состояние в зонах концентрации напряжений. Результаты расчетов коэффициента концентрации напряжений предложенным методом хорошо согласуются с результатами, полученными методом конечных элементов. С учетом концентрации напряжений в сварных дисках толщиной 48 и 44 мм максимальное радиальное напряжение действует в месте сопряжения кольца с обечайкой и составляет 35,8 и 37,5 МПа соответственно. Эти величины превышают напряжения в ступице для соответствующих штампованных дисков более чем на 20 %, однако более чем в 5 раз ниже предела текучести материала диска. Ввиду этого можно утверждать, что статическая прочность обеих рассматриваемых сварных конструкций диска обеспечивается. Библиогр. 14, рис. 12.

Ключевые слова: рабочее колесо дымососа, сварной диск, эксплуатационные нагрузки, проверочный расчет, напряженное состояние, концентрация напряжений, гипотеза ломаных сечений

В нынешних экономических условиях обеспечение бесперебойной работы тепловых электростанций (ТЭС) является важным стратегическим направлением в энергетике Украины. Стабильная работа может быть обеспечена только при своевременном выполнении планово-предупредительных ремонтов (ППР), которые не обходятся без замены деталей и узлов энергетических установок, при этом наблюдается существенная зависимость отечественных предприятий от импортных комплектующих этих установок, к которым относятся и рабочие колеса дымососов ТЭС. Для снижения зависимости от импорта при сохранении сроков ППР необходимо разработать отечественную конструкцию, не уступающую импортной по прочности, технологичности и эксплуатационным свойствам. При этом она должна быть рациональной с экономической точки зрения. В импортном аналоге применена конструкция колеса со штампованными дисками диаметром 1940 мм. Изготовление штампов такого диаметра экономически нецелесообразно. Поэтому на ООО «Союзэнергомаш» были разработаны варианты сварной конструкции диска, два из которых (рис. 1) были направлены

в Институт электросварки им. Е. О. Патона НАН Украины для оценки их работоспособности. Для обоснования одного из вариантов необходимо определить напряженно-деформированное состо-

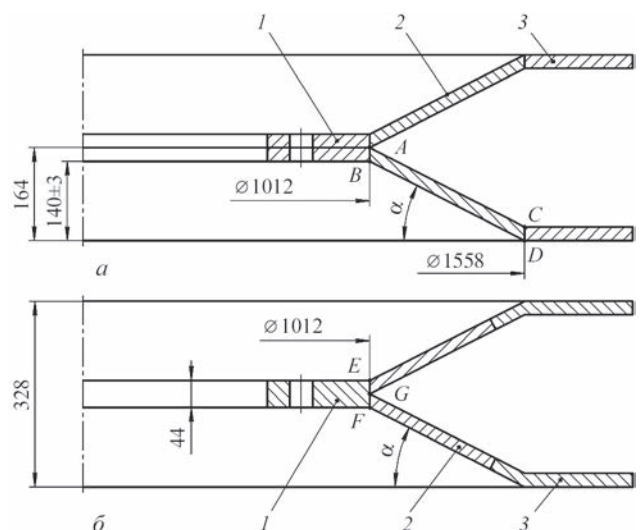


Рис. 1. Первый (а) и второй (б) варианты выполнения сварного диска рабочего колеса дымососа: 1 — кольцо; 2 — обечайка; 3 — окантовка

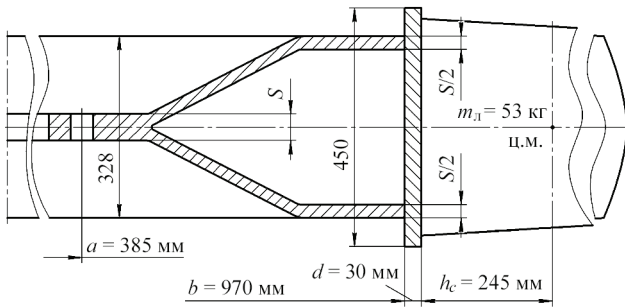


Рис. 2. Расчетная схема рабочего колеса с учетом лопаток

яние (НДС) дисков с учетом концентрации напряжений, обусловленной их геометрией в зоне сварных швов.

На расстоянии a диск рабочего колеса жестко закреплен посредством болтового соединения, а на расстоянии b к нему приварена цилиндрическая обечайка с двадцатью лопатками, равномерно расположенными по ее периметру (рис. 2).

При эксплуатации рабочее колесо дымососа вращается с постоянной угловой скоростью

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (1)$$

где n — частота вращения колеса, об/мин.

При вращении в корневом сечении лопаток возникает центробежная сила [1]

$$P_c = m r_c \omega^2, \quad (2)$$

где m — масса лопатки; r_c — расстояние от оси вращения до центра масс лопатки, определяемое по формуле

$$r_c = b + d + h_c, \quad (3)$$

где d — толщина цилиндрической обечайки; h_c — центр масс лопатки, который для усеченной пирамиды (рис. 3) определяется по формуле [2]

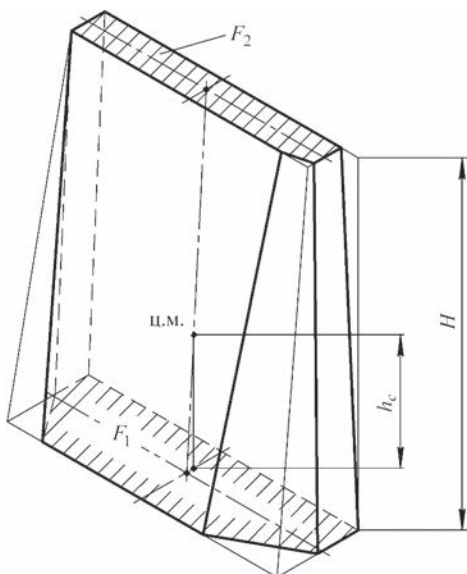


Рис. 3. Модель лопатки для определения центра масс

$$h_c = \frac{H}{4} \frac{F_1 + 2\sqrt{F_1 F_2} + 3F_2}{F_1 + \sqrt{F_1 F_2} + F_2}. \quad (4)$$

Если предположить, что центробежные силы, создаваемые лопатками, равномерно распределены по поверхности колеса (рис. 4), то напряжение на его внешнем радиусе с учетом (2) можно определить по формуле

$$p_c = \frac{z m r_c \omega^2}{2\pi b s}, \quad (5)$$

где z — количество лопаток; s — толщина диска.

Несмотря на разветвленную геометрическую форму в радиальном сечении толщина диска s постоянна вдоль радиуса. Поскольку в рассматриваемом случае отношение s/b мало, в колесе образуется плоское напряженное состояние и напряжения можно считать постоянными по толщине [3].

Данная задача может быть решена как квазистатическая задача теории упругости, если согласно принципу Даламбера остановить колесо и приложить к нему соответствующие объемные силы [4].

Решение задач о вращающихся дисках широко известно в научно-технической литературе [5, 6], поэтому, не останавливаясь на математических выкладках, приведем выражения для радиального перемещения u , а также радиальных σ_r и окружных σ_θ напряжений, возникающих в диске.

$$u = \frac{1-\mu^2}{E} \left(C_1 r + C_2 \frac{1}{r} - \frac{\rho \omega^2}{8} r^3 \right), \quad (6)$$

$$\begin{cases} \sigma_r = (1+\mu)C_1 - (1-\mu)C_2 \frac{1}{r^2} - (3+\mu) \frac{\rho \omega^2}{8} r^2; \\ \sigma_\theta = (1+\mu)C_1 + (1-\mu)C_2 \frac{1}{r^2} - (1+3\mu) \frac{\rho \omega^2}{8} r^2, \end{cases} \quad (7)$$

где μ — коэффициент поперечной деформации; ρ — плотность материала диска и лопаток; C_1, C_2 — постоянные интегрирования, определяемые

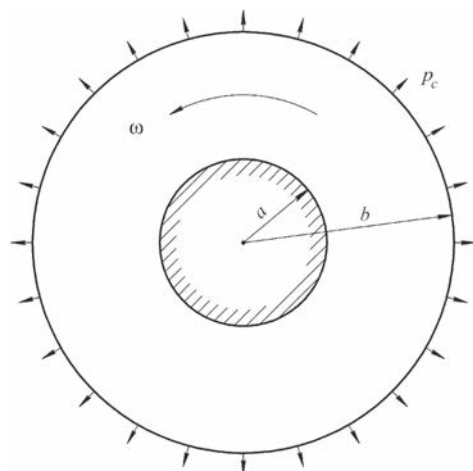


Рис. 4. Схема нагружения диска рабочего колеса дымососа

из граничных условий на внутренней и внешней границе.

Так как колесо жестко закреплено по внутреннему радиусу и перемещения там невозможны, имеем $u = 0$ при $r = a$. На внешнем радиусе действуют радиальные напряжения p_c , создаваемые центробежными силами лопаток, следовательно, имеем $\sigma_r = p_c$ при $r = b$. Подставляя граничные условия в уравнение (6) и первое из уравнений (7) получим систему уравнений, решение которой даст нам

$$C_1 = \frac{p_c b^2 + \frac{\rho \omega^2}{8} [(3 + \mu)b^4 + (1 - \mu)a^4]}{(1 + \mu)b^2 + (1 - \mu)a^2};$$

$$C_2 = -a^2 b^2 \frac{p_c + \frac{\rho \omega^2}{8} [(3 + \mu)b^2 - (1 + \mu)a^2]}{(1 + \mu)b^2 + (1 - \mu)a^2}.$$

Зная площадь большого и меньшего оснований лопатки соответственно $F_1 = 16440 \text{ мм}^2$ и $F_2 = 6333 \text{ мм}^2$ и ее высоту $H = 578 \text{ мм}$, определим по формуле (4) расстояние от корневого сечения до центра масс лопатки $h_c = 245 \text{ мм}$.

Учитывая, что наружный диаметр диска $b = 970 \text{ мм}$, а толщина цилиндрической обечайки $d = 30 \text{ мм}$, по формуле (3) определим расстояние от оси вращения до центра масс лопатки $r_c = 1245 \text{ мм}$.

При заданном числе лопаток $z = 20$ и скорости вращения диска $n = 500 \text{ об/мин}$, принимая расчетную массу одной лопатки $m = 53 \text{ кг}$, предварительно рассчитав по формуле (1) $\omega = 52,3 \text{ рад/с}$, определим по формуле (5) величину радиального напряжения, действующего на внешнем контуре диска:

- для первого варианта (при $s = 48 \text{ мм}$)
 $p_c = 13,6 \text{ МПа}$;
- для второго варианта (при $s = 44 \text{ мм}$)
 $p_c = 14,8 \text{ МПа}$.

Зная внутренний диаметр диска $a = 385 \text{ мм}$, и принимая для стального диска плотность материала $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ и коэффициент поперечной деформации $\mu = 0,3$, по формулам (7) построим эпюры радиальных и окружных напряжений вдоль радиуса (рис. 5).

Из распределения напряжений следует, что наибольшее напряжение действует в радиальном направлении в месте крепления колеса к ступице и составляет для первого и второго варианта исполнения соответственно 28 и 29,5 МПа. При этом величина максимального радиального напряжения в обоих случаях более чем вдвое превосходит величину максимального окружного напряжения.

Поскольку остаточные сварочные напряжения устранялись путем соответствующей термообработки, наиболее существенным отличием свар-

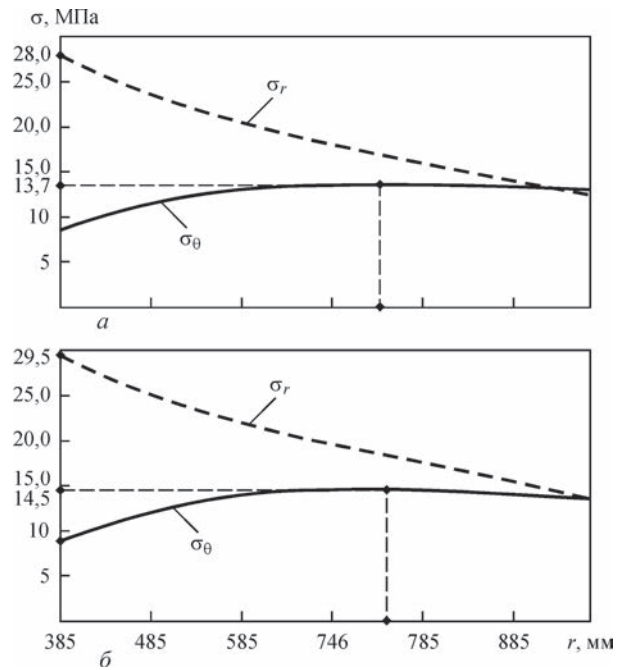


Рис. 5. Распределение радиальных σ_r и окружных σ_θ напряжений по радиальной координате в диске первого (а) и второго (б) вариантов исполнения

ной конструкции диска от штампованного варианта является то, что в зонах сварных соединений будет возникать концентрация напряжений, вызванная переходом от одной соединяемой части к другой, и величина действующего радиального напряжения будет определяться по формуле

$$\sigma_r = \alpha_\sigma \cdot \sigma_r^{nom}, \quad (8)$$

где σ_r^{nom} — радиальное напряжение без учета концентрации, определяемое первой формулой (7); α_σ — коэффициент концентрации напряжений (ККН).

Для первого варианта будем учитывать концентрацию напряжений в зоне соединения обечайки 2 с кольцом 1 (точки А и В) и в зоне соединения обечайки 2 с окантовкой 3 (точки С и D) (см. рис. 1, а). Для второго варианта концентрацию необходимо учитывать только для шва, соединяющего обечайку 2 с кольцом 1 (точки Е и F) (см. рис. 1, б), так как усиление шва, соединяющего обечайку 2 с окантовкой 3, удаляется. В зоне сварного шва (точка G) обеспечивается плавный переход между соединяемыми элементами конструкции (см. рис. 1, б), поэтому ее можно исключить из рассмотрения, так как коэффициент концентрации напряжений резко снижается с уменьшением кривизны [7].

Для исследования напряженного состояния в зоне концентрации напряжений используем инженерный метод, основанный на гипотезе ломаных сечений [8, 9], который гарантирует высокую точность для различных видов сварных соединений при различных видах нагружения [10, 11].

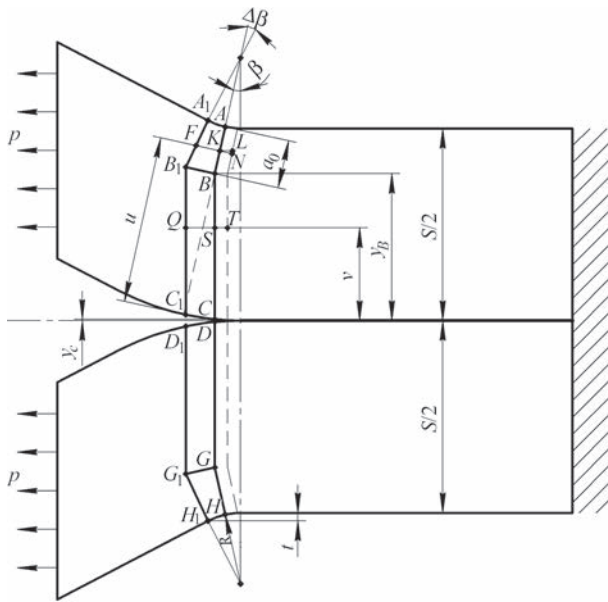


Рис. 6. Построение плоско-ломаных сечений в зоне концентрации напряжений

Проведем плоско-ломаное сечение $ABCDGH$ (рис. 6). Крайние участки сечения AB и GH проведены нормально к контуру, длина этих участков a_0 характеризует глубину действия концентратора

$$a_0 = 2\sqrt{tR}, \quad (9)$$

где t — высота закругления.

Средние участки сечения BC и DG , для которых справедлива гипотеза плоских сечений, проводятся перпендикулярно приложенной нагрузке.

Через точку A_1 , лежащую на малом расстоянии от точки A , проведем второе плоско-ломаное сечение $A_1B_1C_1D_1G_1H_1$. Условно будем считать, что при деформировании сечение $A_1B_1C_1D_1G_1H_1$ остается неподвижным, а сечение $ABCDGH$ занимает положение, обозначенное пунктиром. При этом волокно KF , находящееся на расстоянии u от оси и расположенное нормально к участку AB , получит удлинение KN .

Относительное удлинение волокна KF

$$\epsilon_u = \frac{KN}{KF} = \frac{KL \cos \beta}{(R + s/2 - u)\Delta\beta}.$$

Нормальное напряжение в этом волокне согласно закону Гука

$$\sigma_u = \frac{KL \cos \beta}{(R + s/2 - u)\Delta\beta} E. \quad (10)$$

Теперь рассмотрим волокно QS , находящееся на расстоянии v от оси и расположенное нормально к участку BC . В результате деформации это волокно получит удлинение ST и в нем возникнет нормальное напряжение

$$\sigma_v = \frac{ST}{QS} E = \frac{KL}{(R + a_0)\Delta\beta \cos \beta} E. \quad (11)$$

Условие равновесия имеет вид

$$ps = 2 \int_{s/2-a_0}^{s/2} \sigma_u du \cos \beta + 2 \int_{y_C}^{y_B} \sigma_v dv, \quad (12)$$

где

$$y_B = \frac{s}{2} + R(1 - \cos \beta) - a_0 \cos \beta; \quad y_C = \left(\frac{s}{2} + R\right)(1 - \cos \beta).$$

Подставляя σ_u из (10) и σ_v из (11) в условие равновесия (12), после интегрирования получим

$$\frac{KLE}{\Delta\beta} = \frac{ps}{2k}, \quad (13)$$

где k — геометрическая характеристика сечения

$$k = \ln \left(1 + \frac{a_0}{R} \right) \cos^2 \beta + \frac{s/2 - a_0}{R + a_0}.$$

Подставляя выражение (13) в зависимости (10) и (11) получим выражения для напряжений на участках AB и GH

$$\sigma_u = \frac{ps \cos \beta}{2k(R + s/2 - u)} \quad (14)$$

и на участках BC и DG

$$\sigma_v = \frac{ps}{2k(R + a_0) \cos \beta} \quad (15)$$

соответственно.

Из анализа выражений (14) и (15) следует, что на участках BC и DG напряжение постоянно по толщине и изменяется только от сечения к сечению. На участках AB и GH напряжение изменяется по гиперболическому закону и достигает максимума на поверхности в точках A и H , т. е. при $u = s/2$

$$\sigma_u^A = \frac{ps \cos \beta}{2kR},$$

следовательно, ККН определяется по формуле

$$\alpha_\sigma = \frac{\sigma_u^A}{p} = \frac{s \cos \beta}{2R \left[\ln \left(1 + \frac{a_0}{R} \right) \cos^2 \beta + \frac{s/2 - a_0}{R + a_0} \right]}. \quad (16)$$

При расчете ККН для второго варианта конструкции колеса в (12) следует принять $y_C = 0$, тогда

$$\alpha_\sigma = \frac{s \cos \beta}{2R \left[\ln \left(1 + \frac{a_0}{R} \right) \cos^2 \beta + \frac{s/2 + R(1 - \cos \beta) - a_0 \cos \beta}{(R + a_0) \cos \beta} \right]}. \quad (17)$$

Исследование функций (16) и (17) по методике [12] показало, что α_σ монотонно убывает с увеличением β на промежутке

$$\beta \in [0; \alpha],$$

где

$$\alpha = \arccos \left(1 - \frac{t}{R} \right), \quad (18)$$

поэтому можно утверждать, что для двух вариантов конструкции ККН имеет максимальное значение при $\beta = 0$.

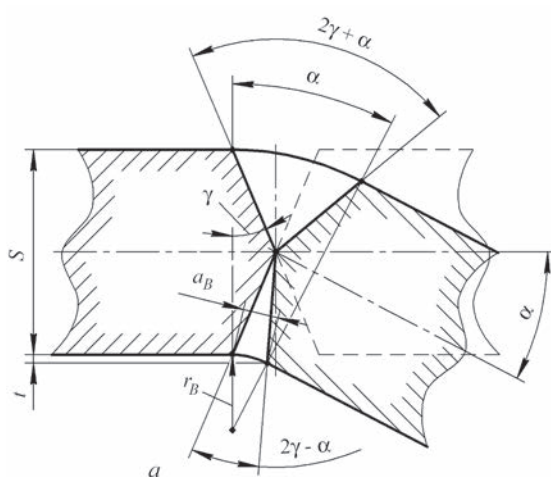
Как уже упоминалось ранее, основным геометрическим параметром, влияющим на величину ККН, является кривизна, поэтому необходимо определить радиусы сопряжений R в зонах сварных швов (точки B и C для первого варианта и точки E и F для второго варианта).

При сборке диска по варианту I используется стыковой шов С25 в соответствии с ГОСТ 5264–80, который предусматривает X-образную разделку кромок с углом $\gamma = 25 \pm 2^\circ$ и зазором $\delta = 0,3$ мм при толщине металла 24 мм. Угол обечайки по отношению к плоскости вращения можно определить из соотношения размеров, обозначенных на чертеже (рис. 1, а). Поскольку один из размеров задан с допуском, то угол α будет изменяться в пределах $26,65...27,65^\circ$. Ожидается, что радиус сопряжения R будет минимальным, т. е. соответствующим наибольшему значению ККН, при максимальных значениях угла α . Поскольку на практике предельные значения размеров маловероятны, принимаем α близкий к максимальному углу $27,5^\circ$.

Так как сварной шов будет выполняться при наклонном взаимном положении деталей (рис. 7, а), то снятие усиления с плавным переходом можно осуществить по радиусам сопряжения в точках B и C . На их величину будут влиять фактические параметры разделки кромок, причем наименьшие радиусы сопряжения получатся при выборе размеров по нижнему предельному отклонению $\gamma = 23^\circ$, $\delta = 0$.

Радиусы сопряжения r_B и r_C можно определить из известного соотношения между радиусом и хордой при известном центральном угле [2]

$$r_{B(C)} = \frac{a_{B(C)}}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{S}{2} \left(\operatorname{tg} \gamma \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - 1 \right). \quad (19)$$



Очевидно, что функция $r_{B(C)}(\alpha)$ монотонно убывает в интервале $\alpha = 26,65...27,65^\circ$, что подтверждает необходимость выбора наибольшего α , так как при этом полученные радиусы сопряжения r_B и r_C минимальны.

При сборке диска по варианту II к кольцу под углом $\alpha = 27 \pm 1^\circ$ нестандартным швом привариваются две обечайки.

Расчет напряженного состояния второго варианта конструкции также целесообразно выполнять для наихудшего сочетания допусков. Для этого необходимо получить зависимость радиусов сопряжения r_E и r_F от основных размеров a и b шва (рис. 7, б).

$$r_E = r_F = \frac{a_1 \operatorname{tg} \alpha - b_1}{\sin \alpha \operatorname{tg} \alpha - 2 \sin^2 \frac{\alpha}{2}}. \quad (20)$$

Анализ зависимости (18) показывает, что в интервале $\alpha = 26...28^\circ$ минимальный радиус соответствует минимальному значению a_1 и максимальному b_1 . Функция $r_{E(F)}(\alpha)$ монотонно возрастает на исследуемом интервале, поэтому минимальные радиусы r_E и r_F соответствуют минимальному значению α .

Подставив в формулу (19) принятые значения $\gamma = 23^\circ$ и $\alpha = 27,5^\circ$, определим $r_B = r_C = 8,82$ мм и, принимая в формуле (18) $R = r_B = r_C$, определим $t = 1$ мм.

Подставив в формулу (20) значения $a_1 = 14$ мм, $b_1 = 6$ мм и $\alpha = 26^\circ$, получим наименьшие радиусы сопряжения $r_E = r_F = 7,36$ мм и, принимая в формуле (18) $R = r_E = r_F$, определим $t = 0,74$ мм.

Подставляя в формулу (9) $R = r_B = r_C = 8,82$ мм и $t = 1$ мм, определим $a_0 = 5,94$ мм, тогда согласно формуле (16) при $\beta = 0^\circ$ ККН принимает значение $\alpha_\sigma = 1,56$, а при $\beta = \alpha = 27,5^\circ$ ККН принимает свое минимальное значение $\alpha_\sigma = 1,44$.

Подставляя в формулу (9) $R = r_B = r_C = 7,36$ мм и $t = 0,74$ мм, определим $a_0 = 4,67$ мм, тогда со-

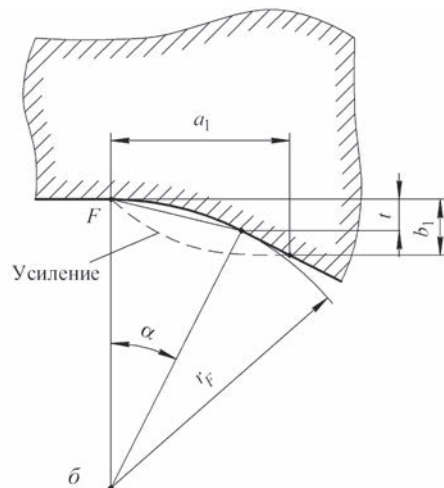


Рис. 7. К определению радиусов сопряжения поверхностей деталей первого (а) и второго (б) вариантов исполнения

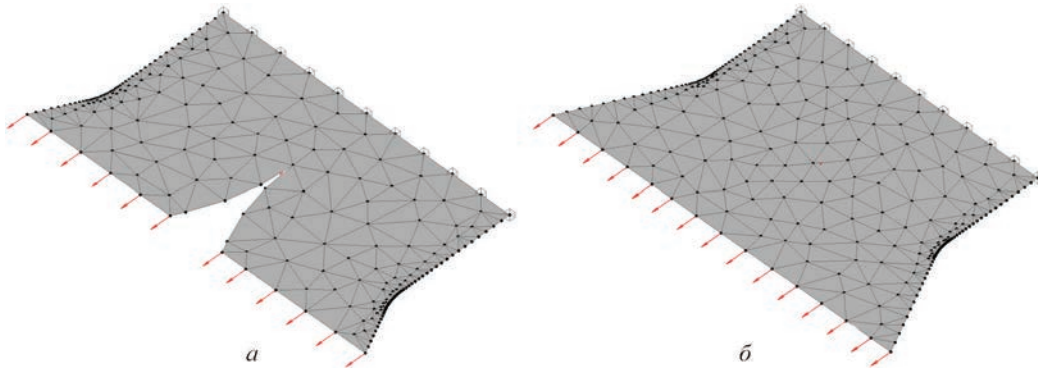


Рис. 8. Условия нагружения, закрепления и разбивка на конечные элементы фрагментов дисков первого (а) и второго (б) вариантов исполнения

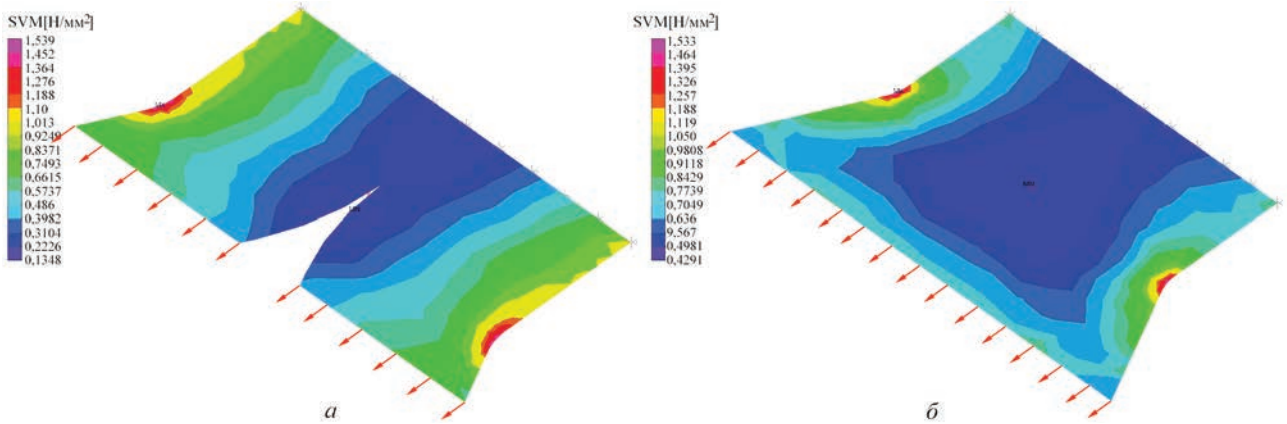


Рис. 9. Поля напряжений в зонах концентрации дисков первого (а) и второго (б) вариантов исполнения при осевом растяжении единичной нагрузкой

гласно формуле (17) при $\beta = 0^\circ$ ККН принимает значение $\alpha_\sigma = 1,55$, а при $\beta = \alpha = 26^\circ$ ККН принимает свое минимальное значение $\alpha_\sigma = 1,25$.

Для валидации полученных формул (16) и (17) было проведено компьютерное моделирование напряженного состояния в зонах концентрации напряжений (рис. 8, 9).

При моделировании решалась упругая задача осевого растяжения для стали с физико-механическими свойствами стали 20 при 200°C : модуль нормальной упругости $E = 1,9 \cdot 10^5$ МПа, коэф-

фициент Пуассона $\mu = 0,3$. Задача решалась для плоской модели, представляющей собой элемент сектора колеса единичной толщины. Со стороны ступицы накладывалось ограничение в виде жесткого защемления, со стороны диска — единичная нагрузка, распределенная по торцу (рис. 8).

По результатам численного расчета (рис. 9) было установлено, что максимальные значения ККН для первого и второго вариантов исполнения составили 1,539 и 1,533 соответственно, что хоро-

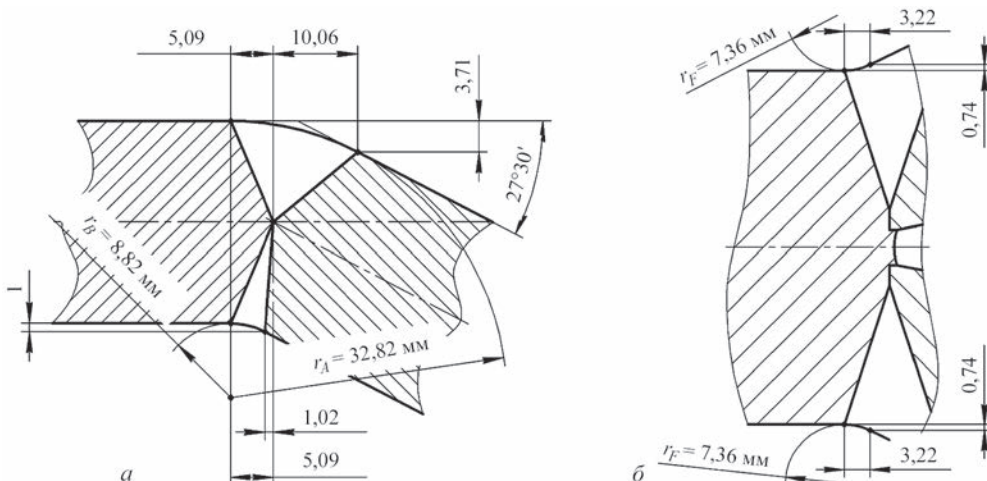


Рис. 10. Размеры в зоне сопряжения для первого (а) и второго (б) вариантов выполнения сварного диска рабочего колеса дымососа

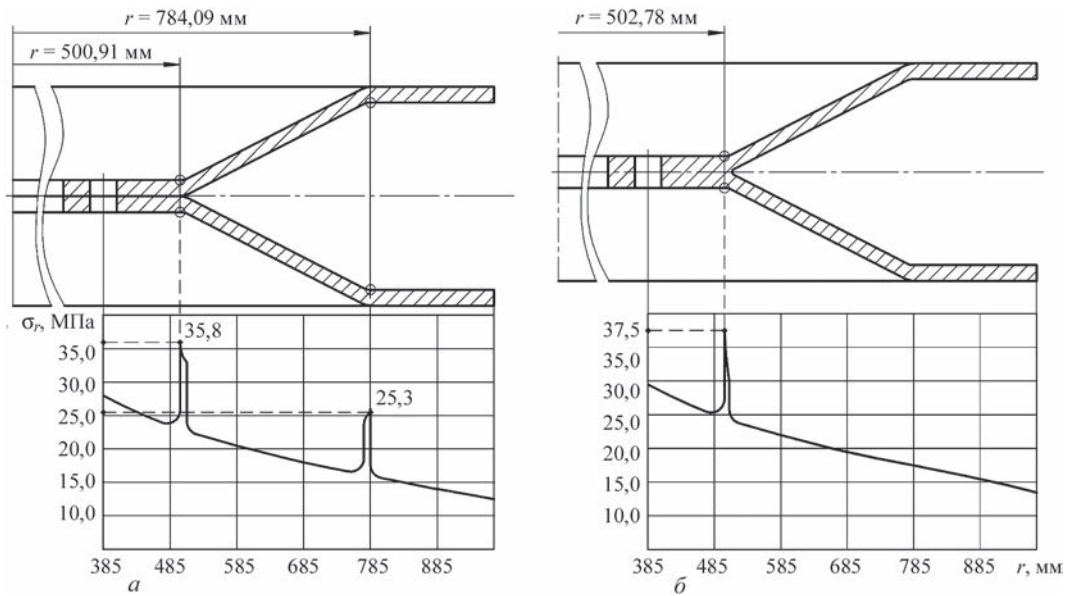


Рис. 11. Распределение радиальных напряжений в диске первого (а) и второго (б) вариантов выполнения с учетом концентрации напряжений

шо согласуется с результатами, полученными изложенным выше расчетным методом.

Из построений (рис. 10, а) определим, что значение $\beta = 0^\circ$ соответствует значениям $r = 500,91$ мм и $r = 784,09$ мм, а значение $\beta = \alpha = 27,5^\circ$ соответствует значениям $r = 507,02$ мм и $r = 777,98$ мм, таким образом, мы можем изобразить эпюру радиальных напряжений в диске первого варианта с учетом концентрации напряжений (рис. 11, а).

Из построений (рис. 10, б) определим, что значение $\beta = 0^\circ$ соответствует значениям $r = 502,78$ мм, а значение $\beta = \alpha = 26^\circ$ соответствует значениям $r = 506$ мм, таким образом, мы можем изобразить эпюру радиальных напряжений в диске второго варианта с учетом концентрации напряжений (рис. 11, б).

Из эпюр радиальных напряжений с учетом концентрации в зоне сварных соединений следует, что максимальное радиальное напряжение в сварном диске первого варианта действует в точке $r = 500,91$ мм и составляет 35,8 МПа, а в диске второго варианта — в точке $r = 502,78$ мм и составляет 37,5 МПа. Эти величины для обоих вариантов

сварного диска более чем на 20 % превосходят величину напряжения в ступице для соответствующих штампованных дисков.

Анализ напряженного состояния показывает, что максимальные напряжения в дисках обоих вариантов составляют менее $0,2\sigma_T$ (при рабочей температуре 200°C для материала диска сталь 20 предел текучести составляет 230 МПа [13]). Несмотря на то, что максимальное напряжение в диске второго варианта немного выше, чем в диске первого варианта, второй вариант кажется более предпочтительным, так как при возможном возникновении циклического нагружения в диске первого варианта существует вероятность зарождения усталостных трещин в двух зонах концентрации напряжений [14].

Замена штампованной конструкции рекомендованным вариантом сварного диска была практически реализована (рис. 12).

После выполнения статического и динамического уравнивания колесо дымососа со сварным диском введено в эксплуатацию на Ладыжинской ТЭС ПАО «ДТЭК Западэнерго».



Рис. 12. Колесо дымососа со штампованным (а) и сварным (б) диском

Выводы

1. В рамках программы по замене импортных комплектов отечественными аналогами на ООО «Союзэнергомаш» разработан высокопроизводительный, технологичный и экономичный способ изготовления сварных дисков рабочих колес дымососа и предложено два варианта конструкции этих дисков.

2. Сотрудниками отдела прочности сварных конструкций ИЭС им. Е. О. Патона НАН Украины был разработан алгоритм расчета на статическую прочность дисков, который включил в себя определение эксплуатационных нагрузок, решение задачи об упругом равновесии вращающегося диска, а также оценку влияния геометрической неоднородности в зоне сварных швов на распределение напряжений.

3. Произведен расчет напряженного состояния двух вариантов конструкции сварных дисков, в результате было установлено, что максимальные напряжения, действующие в сварных дисках более чем на 20 % выше, чем в аналогичных штампованных изделиях, однако их величина более чем в 5 раз ниже предела текучести материала диска при рабочей температуре.

4. Исходя из условий эксплуатации рассматриваемых изделий, было рекомендовано использовать конструкцию диска с меньшим количеством локальных концентраторов напряжений, несмотря на то, что действующее в нем максимальное напряжение несколько выше, чем в альтернативном варианте конструкции.

1. Кишалов А. Е. Анализ нагрузок, действующих на элементы конструкции ГТД / А. Е. Кишалов, В. М. Кудярова, К. В. Маркина, О. И. Игнатьев // Молодой ученый. – 2012. – Т. I, № 11 (46). – С. 52–60.
2. Рывкин А. А. Справочник по математике: Справочное пособие для учащихся сред. спец. учеб. заведений и поступающих в вузы / А. А. Рывкин, А. З. Рывкин, Л. С.

- Хренов // Изд. 5-е, стереотипное. – М.: Высшая школа, 1987. – 480 с.
3. Тимошенко С. П. Теория упругости / С. П. Тимошенко, Дж. Гудьер; пер. с англ. – М.: Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1975. – 576 с.
4. Бабенко А. Є. Методичні вказівки до виконання курсової і розрахунково-графічної робіт з дисципліни «Опір матеріалів» (завдання і приклади розрахунків) для студентів технічних напрямів підготовки усіх форм навчання / А. Є. Бабенко, О. О. Боронко, Б. І. Ковальчук [та ін.]. – К.: ІВК «Видавництво «Політехніка»», 2010. – 108 с.
5. Можаровський М. С. Теорія пружності, пластичності і повзучості: підручник / М. С. Можаровський. – К.: Вища школа, 2002. – 308 с.: іл.
6. Демьянушко И. В. Расчет на прочность вращающихся дисков / И. В. Демьянушко, И. А. Биргер // М.: Машиностроение, 1978. – 247 с., ил. – (Б-ка расчетчика).
7. Neuber H. Kerbspannungslehre: Theorie der Spannungs-konzentration Genaue Berechnung der Festigkeit / H. Neuber // Vierte Verlag-Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2001. – 326 s. – (Klassiker der Technik).
8. Верховский А. В. Гипотеза ломаных сечений и ее применение к расчету стержней сложной конфигурации / А. В. Верховский // Известия ТПИ. – 1947. – т. 61, № 1. – С. 3–46.
9. Определение напряжений в опасных сечениях деталей сложной формы. Метод неплоских сечений / А. В. Верховский, В. П. Андронов, В. А. Ионов [и др.]. – М.: Машгиз, 1958. – 147 с.
10. Молтасов А. В. Применение метода неплоских сечений к определению напряжений в зонах концентрации, вызванной усилением стыкового сварного соединения / А. В. Молтасов // Проблемы прочности. – 2013. – № 1. – С. 159–167.
11. Молтасов А. В. Инженерный метод расчета коэффициента концентрации напряжений в нахлесточном сварном соединении при растяжении и изгибе / А. В. Молтасов, И. Н. Клочков, В. В. Кныш // Вісник НТУУ «КПІ», Серія Машинобудування. – 2013. – Вип. 69. – С. 150–157.
12. Бугров Я. С. Высшая математика: учебник для вузов: в 3 т. / Я. С. Бугров, С. М. Никольский; под ред. В. А. Садовниченко. – 6-е изд., стереотип. – М.: «Дрофа». – 2004. – Т. 2: Дифференциальное и интегральное исчисление. – 512 с.
13. Марочник сталей и сплавов / В. Г. Сорокин, А. В. Волосникова, С. А. Вяткин [и др.]; под общ. ред. В. Г. Сорокина. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с.
14. Прочность сварных соединений при переменных нагрузках / В. И. Труфяков, В. И. Дворецкий, П. П. Михеев [и др.]; под ред. В. И. Труфякова. – К.: Наукова думка, 1990. – 256 с.

Поступила в редакцию 21.07.2016

WRTYS 2017

**IX Международная научно-техническая конференция
молодых ученых и специалистов
«Сварка и родственные технологии»**

23–26 мая 2017 г.

Киевская область

Совет научной молодежи ИЭС при поддержке Национальной академии наук Украины и Института электросварки им. Е. О. Патона проводит 23–26 мая 2017 г. IX Международную конференцию молодых ученых и специалистов «Сварка и родственные технологии».

Контакты: www.wrtys.com.ua, E-mail: office@paton.kiev.ua
Тел.: +38 (044) 200-47-83, факс: +38 (044) 528-04-86