Теплотехника
Heat engineering

Научная статья
УДК 662.951.2
DOI: 10.14529/power260210

ВЛИЯНИЕ СИСТЕМЫ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ НА ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА БЛОЧНОЙ ГОРЕЛКИ

***И.И. Саушин*[1, 2, 3]**, *ilyasaushin@mail.ru, https://orcid.org/0000-0003-4958-1507*
***А.Е. Гольцман*[1]**, *an116ya@mail.ru, https://orcid.org/0000-0001-6015-670X*
***М.И. Телешев*[2]**, *teleshev@promav.ru*
***Г.Р. Мингалеева*[3]**, *mingaleeva-gr@mail.ru, https://orcid.org/0000-0002-7230-6776*
[1] *ФИЦ КазНЦ РАН, Казань, Россия*
[2] *ООО «НПП «ПРОМА», Казань, Россия*
[3] *Казанский государственный энергетический университет, Казань, Россия*

Аннотация. Увеличение требований к повышению класса экологичности тепловых и энергетических установок при сжигании углеводородных топлив приводит к пересмотру существующих конструкций блочных горелок. Одним из известных методов, применяемых в теплоэнергетике для снижения уровня выбросов в дымовых газах, является технология рециркуляции дымовых газов. Однако рабочая температура смеси воздуха и газов рециркуляции зависит от многих факторов и не может быть заранее спрогнозирована производителем в технических характеристиках блочной горелки. Величина напряжений в колесе вентилятора блочной горелки, которое вращается со скоростью порядка 3000 об/мин, за счет процесса теплообмена между колесом и потоком смеси воздуха и рециркуляционных газов может приблизиться к пределу текучести стали. В данной статье проведен анализ влияния доли подмешивания рециркуляционных газов на увеличение напряжений в рабочем колесе вентилятора блочной горелки, возникающее вследствие повышения температуры рабочей среды. По результатам аналитической оценки, которые были апробированы численным моделированием на цифровом двойнике, для различных материалов исполнения и размеров колес получены выводы о безопасности использования технологии рециркуляции дымовых газов.

Ключевые слова: рециркуляция дымовых газов, блочная горелка, теплоэнергетика, горение, выбросы NO_x, тепловая автоматика, тепловые сети

Благодарности. Исследование выполнено при поддержке гранта Российского научного фонда (проект РНФ 25-29-00493).

Для цитирования: Влияние системы рециркуляции дымовых газов на прочностные характеристики рабочего колеса блочной горелки / И.И. Саушин, А.Е. Гольцман, М.И. Телешев и др. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». 2026. Т. 26, № 2. С. 91–98. DOI: 10.14529/power260210

© Саушин И.И., Гольцман А.Е., Телешев М.И., Мингалеева Г.Р., 2026

Original article
DOI: 10.14529/power260210

THE IMPACT OF THE FLUE GAS RECIRCULATION SYSTEM ON THE STRENGTH CHARACTERISTICS OF THE BLOCK BURNER WHEEL

I.I. Saushin*[1, 2, 3]*, ilyasaushin@mail.ru, https://orcid.org/0000-0003-4958-1507
A.E. Goltsman*[1]*, an116ya@mail.ru, https://orcid.org/0000-0001-6015-670X
M.I. Teleshev*[2]*, teleshev@promav.ru
G.R. Mingaleeva*[3]*, mingaleeva-gr@mail.ru, https://orcid.org/0000-0002-7230-6776
[1] *Kazan Scientific Center of Russian Academy of Sciences, Kazan, Russia*
[2] *NPP PROMA LLC, Kazan, Russia*
[3] *Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia*

Abstract. Strengthened requirements for improving the environmental performance of thermal and power plants when burning hydrocarbon fuels necessitate a revision of the current designs of block burners. A well-known method used in heat power engineering to reduce the level of emissions in flue gases is flue gas recirculation technology. However, the operating temperature of the air and recirculation gas mixture depends on various factors, and manufacturers cannot predict it in advance in the specifications for block burners. The stress in the fan wheel of a block burner, which rotates at approximately 3000 rpm, due to the heat exchange between the wheel and the flow of the air and recirculation gas mixture, can approach the yield strength of the steel. This paper analyzes the impact of varying proportions of recirculation gases on the increased stress experienced by the operating wheel of the block burner fan, which is caused by an increase in the operating temperature. The results of the analytical assessment, which were verified through numerical modeling on a digital twin, form the basis for conclusions about the safety of using flue gas recirculation technology for various materials and wheel sizes.

Keywords: flue gas recirculation, block burner, heat power engineering, burning, NO_x emissions, thermal automatics, heat networks

Acknowledgments. The research was funded by a grant from the Russian Science Foundation (RSF project No. 25-29-00493).

For citation: Saushin I.I., Goltsman A.E., Teleshev M.I., Mingaleeva G.R. The impact of the flue gas recirculation system on the strength characteristics of the block burner wheel. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Power Engineering*. 2026;26(2):91–98. (In Russ.) DOI: 10.14529/power260210

Введение

Генерация энергии при сжигании углеводородных топлив сопряжена с выбросом в окружающую среду вредных соединений, таких как монооксид углерода (CO), сажа, несгоревшие углеводороды (HC), оксиды азота (NO_x) и серы (SO_x). Уровень выброса каждого компонента и их общий баланс определяется величиной избытка воздуха, составом топливного газа, температурным режимом в топке котла, конструкцией горелочного устройства и проточной области котла. Наиболее ядовитым для человека из перечисленных компонентов является NO_x. При попадании в атмосферу оксиды азота под действием солнечного света соединяются с углеводородами и озоном, образуя фотохимический смог, который оказывает огромное воздействие на атмосферную среду и здоровье человека [1, 2]. Общемировая тенденция по снижению допустимой концентрации NO_x в выхлопных газах [3, 4] заставляет внедрять технологические и конструкционные решения по минимизации выбросов [5]: рециркуляция дымовых газов (flue gas recirculation, FGR), разделение топлива и воздуха, сжигание обедненной предварительно смешанной смеси, разделенное пламя и улучшенное смешивание воздуха и топлива [6]. Многие из этих решений снижают энергоэффективность установки [7], поэтому их активное использование удовлетворяет не всем интересам отрасли.

Например, исходя из преобладания термического механизма с экспоненциальным законом в образовании NO_x (температуры свыше 1800 K), уменьшить уровень концентрации этого соединения можно за счет увеличения избытка воздуха. Но, с другой стороны, увеличение избытка холодного воздуха повлечет снижение коэффициента полезного действия работы котла – отношения потребляемого тепла для нагрева теплоносителя к имеющемуся теплу котла [5]. Автономная модернизация конструкции горелочного устройства или топки котла производителями зачастую имеет положительный эффект, но до тех пор, пока не начать рассматривать работу горелки в составе котла. Учитывая большое разнообразие моделей блочных горелок, водогрейных и паровых котлов и перечень возможных режимов работы, производители не в силах гарантировать заявленные низ-

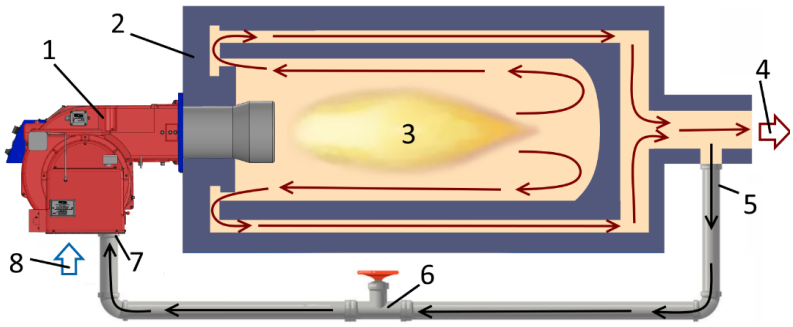


Рис. 1. Схема котловой установки с технологией FGR: 1 – блочная горелка; 2 – котел; 3 – топка котла; 4 – выброс дымовых газов; 5 – участок забора дымовых газов для FGR; 6 – устройство регулирования расхода FGR; 7 – вход FGR в зону подсоса атмосферного воздуха; 8 – забор атмосферного воздуха для горения

Fig. 1. Diagram of a boiler installation with FGR technology: 1 – block burner; 2 – boiler; 3 – boiler furnace; 4 – flue gas outlet; 5 – flue gas intake section for FGR; 6 – FGR flow control device; 7 – FGR inlet into the atmospheric air intake zone; 8 – intake atmospheric air for burning

кие уровни выбросов, полученных в условиях заводских испытаний.

Распространенной стратегией по снижению выбросов является использование более комплексной технологии рециркуляции дымовых газов, которая активно применялась в середине 1970-х годов [8]. Суть технологии FGR заключается в разбавлении воздуха инертными дымовыми газами из выхлопной системы котла и доведение уровня кислорода в подаваемой в горелку смеси до значения порядка 16 % (в сухом неразбавленном виде) (рис. 1). В результате привычный избыток кислорода частично замещается инертными газами, которые забирают часть энергии во время горения и снижают температуру пламени. Благодаря этому снижаются пиковые температуры в пламени, которые ответственны за термические механизмы образования CO и NO_x.

Цель и актуальность исследования

Целью данного исследования является оценка воздействия теплового потока от течения смеси холодного воздуха и горячих дымовых газов на прочностные характеристики рабочего колеса блочной горелки. Запас прочности колеса блочной горелки обычно рассчитывается по методике для колес нагнетательных вентиляторов, где главные напряжения возникают исключительно от вращения колеса со скоростью 3000 об/мин. В условиях использования технологии FGR, где температура дымовых газов может достигать порядка 400 °C и выше, пределы текучести материалов исполнения колес существенно снижаются, что может стать причиной необеспечения требуемого запаса прочности или, в предельном случае, разрушения колеса.

Научная новизна

В данной работе впервые выполнена попытка обобщения всех возможных постановок задачи: рассмотрены все возможные варианты состава и температуры смеси FGR, материалы исполнения и диаметры рабочих колес. Результаты исследования представлены в виде графиков зависимости допустимой температуры смеси FGR от конструктивных размеров и материалов исполнения колес и являются актуальными для инженерного проектирования.

Предлагаемые материалы и методы исследования

Прежде всего, надо четко понимать, что технология FGR включает как минимум пять различных способов использования дымовых газов по зонам их введения: в топливный газ, в воздухозаборник, во вторичный воздух, в оголовок горелки, в камеру печи [9]. Зоны перечислены в порядке снижения результирующего эффекта на снижение выбросов NO_x. Прекрасно понимая, что организация FGR непосредственно с топливным газом кажется довольно небезопасной и сложной с технической точки зрения идеей, можно считать, что FGR с подачей в воздухозаборник горелки является самым эффективным и доступным подходом.

Для расчета напряженно-деформированного состояния колеса вентилятора требуется оценка температуры проходящей через него смеси воздуха с дымовыми газами. В зависимости от энергетической установки температура смеси может принадлежать к очень широкому интервалу значений и зависеть от температуры циркуляционных дымовых газов, наличия системы их охлаждения и уровня разбавления воздуха. Поэтому для рассмотрения выбрана таблица возможных значений (табл. 1) с допущением отсутствия системы их охлаждения. Обычно уровень кислорода в подобной смеси держат на уровне 16 %, а температура дымовых газов составляет около 200–300 °C, распространенной является температура смеси порядка 100 °C.

Таблица 1

Возможная температура смеси воздуха и неохлаждаемых рециркуляционных дымовых газов на входе в горелку

Table 1

Possible temperature of the mixture of air and uncooled recirculating flue gases at the burner inlet

Доля кислорода в смеси воздуха и дымовых газов, %	Температура дымовых газов, °С												
	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
23	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
22	20	21	23	26	28	30	32	34	37	39	41	43	45
21	20	23	27	31	36	40	44	49	53	57	62	66	70
20	20	24	30	37	43	50	57	63	70	76	83	89	96
19	20	25	34	43	51	60	69	77	86	95	103	112	121
18	20	27	37	48	59	70	81	92	103	113	124	135	146
17	20	28	41	54	67	80	93	106	119	132	145	158	171
16	20	29	44	60	75	90	105	120	136	151	166	181	197
15	20	30	48	65	83	100	117	135	152	170	187	204	222
14	20	32	51	71	90	110	130	149	169	188	208	227	247
13	20	33	55	77	98	120	142	163	185	207	229	250	272
12	20	34	58	82	106	130	154	178	202	226	250	273	297
11	20	36	62	88	114	140	166	192	218	244	270	297	323
10	20	37	65	93	122	150	178	207	235	263	291	320	348

Таблица 2

Зависимость допустимых напряжений в сталях от температуры [10]

Table 2

Dependence of permissible stresses in steels on temperature [10]

Температура, °С	20	50	100	150	200	250	300	350
12Х18Н10Т (AISI 304) [σ], МПа	131	129	126	124	121	118	115	111
15ХМ (AISI 4130) [σ], МПа	151	151	151	151	151	148	144	137
09Г2С (AISI 1020) [σ], МПа	163	160	157	151	144	138	131	118
20Х13 (AISI 420) [σ], МПа	196	191	185	178	170	165	159	–
Д16АТ (AISI 2024) [σ], МПа	140	138	135	130	125	–	–	–

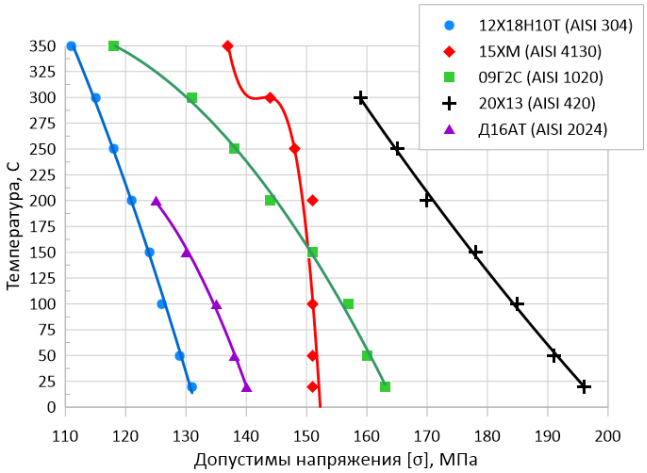


Рис. 2. Зависимость допустимых напряжений от температуры
Fig. 2. The dependence of permissible stresses on temperature

Рабочие колеса радиальных вентиляторов обычно изготавливают из высококачественных легированных или нержавеющих сталей, обладающих высокой прочностью, износостойкостью и коррозионной стойкостью. Наиболее часто применяемые марки стали включают (табл. 2, рис. 2):

• 20Х13 (AISI 420) – нержавеющая сталь с высоким содержанием хрома, обеспечивает хорошую коррозионную стойкость и износостойкость;

• 09Г2С (AISI 1020) – углеродистая сталь с хорошими механическими свойствами, используется для менее нагруженных вентиляторов;

• 12Х18Н10Т (AISI 304) – нержавеющая сталь с отличной коррозионной стойкостью и прочностью;

• 15ХМ (AISI 4130) – легированная сталь для более тяжелых условий эксплуатации;

• Д16АТ (AISI 2024) – легированная алюминиево-магниевая сплавная сталь с высокой прочностью и малой плотностью.

Колесо вентилятора состоит из трех основных элементов: покрывного и коронного дисков и набора лопаток между ними. В зависимости от характеристик вентилятора число и форма лопаток может быть разной. Технология крепления лопаток к дискам также может быть разной (сварка, заклёпочное соединение). Эксплуатация колес вентиляторов показала, что наиболее уязвимым участком разрушения является зона соединения лопаток по крепежным отверстиям [11].

Для оценки результирующих напряжений от широкого диапазона изменения сразу нескольких параметров (температура, диаметр колеса, ширина колеса, форма лопатки, величина допустимых напряжений) использован аналитический метод, частные решения которого были апробированы численным расчетом цифрового двойника рабочего колеса в программном комплексе ANSYS Mechanical.

Результаты расчетов и моделирования

На лопатку при вращении рабочего колеса действуют три вида нагрузки: центробежные силы, перепад давления перекачиваемой газовой среды и реакция от деформаций фронтальных дисков. Преобладающими по величине являются напряжения σ_L от нагрузки первого вида, которые оцениваются по соотношению

$$[\sigma_L] = \frac{0,022}{1020 \cdot \delta} \cdot R_1 \cdot b_L^2 \cdot \left(\frac{n}{1000}\right)^2 \cdot \cos\alpha_L, \qquad (1)$$

где α_L – угол установки лопатки на входе, град.; R_1 – радиус колеса на входе в рабочие каналы, мм; b_L – ширина лопатки, мм; δ – толщина лопатки, мм.

Для апробации соотношения (1) было проведено численное моделирование для рабочего колеса ($\alpha_L = 24°$, $R_1 = 110$ мм, $b_L = 125$ мм, $\delta = 1,5$ мм, $n = 3000$ об/мин) (рис. 3). По результатам численного моделирования величина эквивалентных напряжений в лопатке составили $\sigma_L = 217$ МПа, что на 5 % отличается от напряжений $\sigma_L = 207$ МПа, полученных по соотношению (1).

С использованием соотношения (1) на графиках рис. 4 показаны линии критических темпера-

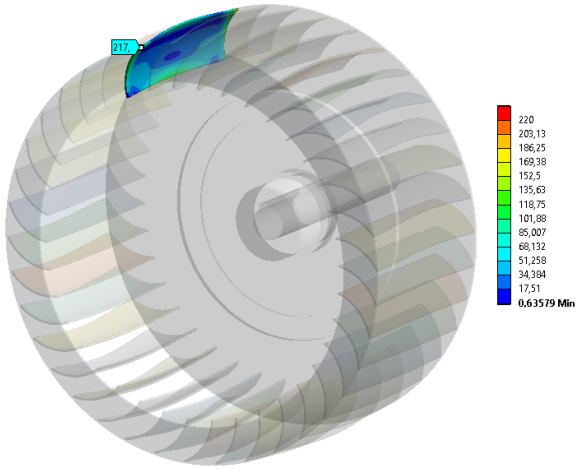


Рис. 3. Эквивалентные напряжения в лопатке по результатам численного моделирования α_L = 24°, R_1 = 110 мм, b_L = 125 мм, δ = 1,5 мм, n = 3000 об/мин
Fig. 3. Equivalent stresses in the blade according to the results of numerical simulation α_L = 24°, R_1 = 110 mm, b_L = 125 mm, δ = 1.5 mm, n = 3000 rpm

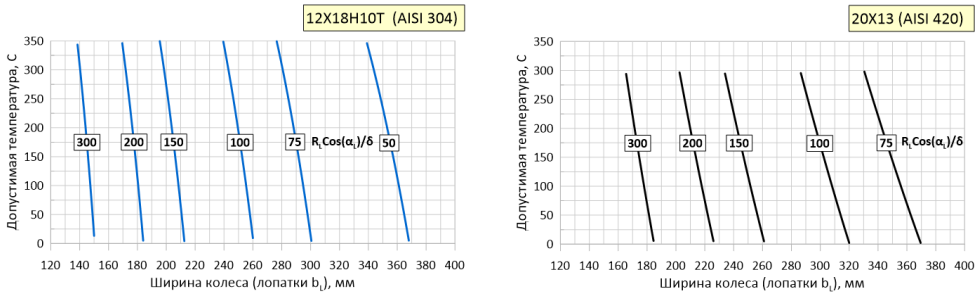


Рис. 4. Допустимые температуры для колес в зависимости от материала исполнения, диаметра, ширины при частоте вращения 3000 об/мин
(см. также с. 96)
Fig. 4. Permissible temperatures for wheels depending on the material, diameter, and width at a rotation speed of 3000 rpm
(see also p. 96)

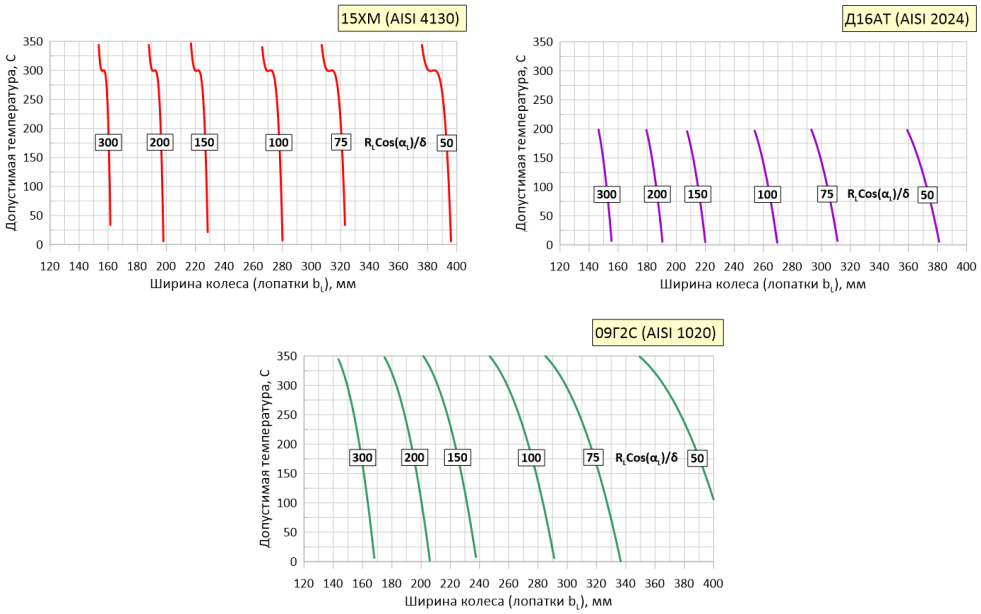


Рис. 4. Окончание
Fig. 4. End

тур колес блочных горелок в зависимости от диаметра, ширины и материала исполнения колеса при угловой скорости вращения 3000 об/мин.

Практическая значимость результатов

Графики, представленные на рис. 1, совместно с табл. 1 позволяют оценить допустимость использования дымовых газов фиксированной температуры блочной горелки с точки зрения запаса прочности рабочего колеса, как на моменте проектирования изделия, так и обслуживающему персоналу, не имеющему специальных инженерных знаний. В частности, данные результаты использованы в ООО «НПП ПРОМА» при проектировании блочных горелок серии «EMMA» с технологией рециркуляции дымовых газов.

Выводы и заключение

Как видно из графиков на рис. 4, подмешивание горячих дымовых газов в воздухозаборник блочной горелки может оказать существенное влияние на запас прочности колеса вентилятора. При этом величина максимальных напряжений является функцией сразу нескольких переменных: диаметр, ширина, угловая скорость вращения, материал исполнения, толщина и положение лопаток колеса, температура смеси воздуха и рециркуляционных газов. Очевидно, что для блочных горелок с опцией рециркуляции дымовых газов наиболее предпочтительным материалом исполнения рабочего колеса вентилятора являются стали, величина предела текучести которых снижается не так сильно с увеличением температуры. Например, такой сталью является 15ХМ (AISI 4130). Но, с другой стороны, при нормальных условиях эксплуатации сталь 15ХМ уступает по величине допустимых напряжений сталям 09Г2С и 20Х13, что существенно ограничивает диаметр, ширину колеса и результирующую тепловую мощность блочной горелки.

Безопасность реализации технологии рециркуляционных дымовых газов также напрямую связана с номинальной тепловой мощностью блочной горелки. Чем больше номинальная тепловая мощность горелки, тем больший расход воздуха требуется для горения углеводородного топлива. Расход воздуха имеет кубическую зависимость от диаметра колеса вентилятора, поэтому величина напряжений в колесах кратно возрастает с ростом номинальной мощности блочной горелки. Это хорошо прослеживается на графиках рис. 4, где с увеличением R линии критических температур требуют нелинейного уменьшения ширины лопаток.

При монтаже горелки и отладке тепловых режимов важным является понимание персонала о результирующем эффекте подвода рециркуляционных газов в воздухозаборник на безопасную эксплуатацию блочной горелки. В данной статье показано, что соотношение (1) является достаточно точным и объективным критерием для этого. Все значения переменных соотношения (1) можно измерить на месте, за исключением требующего привлечения более сложных средств измерения предела допустимых напряжений [σ] рабочего колеса, определяющегося материалом исполнения, но и в данном случае можно ограничиться значениями для наименее прочной стали 12Х18Н10Т (AISI 304), что обеспечит дополнительный запас прочности.

Список литературы

1. Emission characteristics of NO_x, CO, NH_3 and VOCs from gas-fired industrial boilers based on field measurements in Beijing city / Tao Yue et al. // Atmospheric Environment. 2018. Vol. 184. P. 1–8. DOI: 10.1016/j.atmosenv.2018.04.022

2. Tanasić N., Stamenić M., Tanasić V. Effects of Flue Gas Recirculation on NO_x Emissions from Gas-Fired Utility Boilers // International Conference of Experimental and Numerical Investigations and New Technologies. Springer International Publishing, June 2021. P. 319–337. DOI: 10.1007/978-3-030-86009-7_17

3. ГОСТ Р 50591–2013. Агрегаты тепловые газопотребляющие. Горелки газовые промышленные. Предельные нормы концентраций NO_x в продуктах сгорания. М.: Стандартинформ, 2014. 8 с.

4. Directive (EU) 2018/2002 of the European Parliament and of the Council of 11 December 2018 amending Directive 2012/27/EU on energy efficiency // Official Journal of the European Union. L. 328. 2018. P. 210–230.

5. Zajacs A., Zeiza-Seleznova A., Rusovs D. Impact of Flue Gas Recirculation on the Efficiency of Hot-water Boilers // Строительство уникальных зданий и сооружений. 2020. № 8 (93). С. 9304. DOI: 10.18720/CUBS.93.4

6. Zhu Y., Wang C., Chen X. Combustion characteristic study with a flue gas internal and external double recirculation burner // Chemical Engineering and Processing – Process Intensification. 2021. Vol. 162. P. 108345. DOI: 10.1016/j.cep.2021.108345

7. Meier J.G., Vollerin B.L. The design of an integrated burner-boiler system using flue-gas recirculation // Symposium (International) on Combustion. 1977. Vol. 16 (1). P. 63–76. DOI: 10.1016/s0082-0784(77)80314-7

8. Recirculation and fuel-air mixing as related to burner design / P.W. Cooper, R. Kamo, C.J. Marek, C.W. Solbrig // Amer. Petrol. Inst. Publ. 1964. No. 1723. P. 26–31.

9. Reduction of NO_x emissions // TFTEI (Task Force on Techno-Economic Issues): сайт. URL: http://tftei.citepa.org/en/industrial-sources/reduction-of-nox-emissions#formation-process-in-combustion.

10. ПНАЭ Г-7-002-86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. М.: Энергоиздат, 1989. 525 с.

11. Демьянушко И.В., Беляев А.Б. Расчет на прочность рабочих колес вентиляторов центробежного типа // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2017. Т. 21, № 1 (75). С. 11–16.

References

1. Tao Yue et al. Emission characteristics of NO_x, CO, NH_3 and VOCs from gas-fired industrial boilers based on field measurements in Beijing city. *Atmospheric Environment*. 2018;184:1–8. DOI: 10.1016/j.atmosenv.2018.04.022

2. Tanasić N., Stamenić M., Tanasić V. Effects of Flue Gas Recirculation on NO_x Emissions from Gas-Fired Utility Boilers. In: *International Conference of Experimental and Numerical Investigations and New Technologies*. Springer International Publishing, June 2021. P. 319–337. DOI: 10.1007/978-3-030-86009-7_17

3. *GOST R 50591–2013*. [Gas-consuming heat units. Industrial gas burners. Maximum standards for NO_x concentrations in combustion products]. Moscow: Standartinform, 2014. 8 p. (In Russ.)

4. Directive (EU) 2018/2002 of the European Parliament and of the Council of 11 December 2018 amending Directive 2012/27/EU on energy efficiency. *Official Journal of the European Union*. L. 328. 2018. P. 210–230.

5. Zajacs A., Zeiza-Seleznova A., Rusovs D. Impact of Flue Gas Recirculation on the Efficiency of Hot-water Boilers. *Construction of Unique Buildings and Structures*. 2020;8(93):9304. DOI: 10.18720/CUBS.93.4

6. Zhu Y., Wang C., Chen X. Combustion characteristic study with a flue gas internal and external double recirculation burner. *Chemical Engineering and Processing – Process Intensification*. 2021;162:108345. DOI: 10.1016/j.cep.2021.108345

7. Meier J.G., Vollerin B.L. The design of an integrated burner-boiler system using flue-gas recirculation. *Symposium (International) on Combustion*. 1977;16(1):63–76. DOI: 10.1016/s0082-0784(77)80314-7

8. Cooper P.W., Kamo R., Marek C.J., Solbrig C.W. Recirculation and fuel-air mixing as related to burner design. *Amer. Petrol. Inst. Publ.* 1964;1723:26–31.

9. Reduction of NO_x emissions. *TFTEI (Task Force on Techno-Economic Issues): website*. Available at: http://tftei.citepa.org/en/industrial-sources/reduction-of-nox-emissions#formation-process-in-combustion.

10. *PNAE G-7-002-86.* [Standards for calculating the strength of equipment and pipelines of nuclear power plants]. Moscow: Energoizdat, 1989. 525 p. (In Russ.)

11. Demyanushko I.V., Belyaev A.B. Calculation on durability of driving wheels of centrifugal type fans. *Vestnik UGATU*. 2017;21(1(75)):11–16. (In Russ.)

Информация об авторах

Саушин Илья Ирекович, канд. техн. наук, старший научный сотрудник лаборатории «Гидродинамика и теплообмен», ИЭПТ, ФИЦ КазНЦ РАН, Казань, Россия; технический директор, ООО «НПП «ПРОМА», Казань, Россия; доц., Казанский государственный энергетический университет, Казань, Россия; ilyasaushin@mail.ru.

Гольцман Анна Евгеньевна, канд. техн. наук, старший научный сотрудник лаборатории «Гидродинамика и теплообмен», ИЭПТ, ФИЦ КазНЦ РАН, Казань, Россия; an116ya@mail.ru.

Телешев Михаил Игоревич, заместитель директора, ООО «НПП «ПРОМА», Казань, Россия; teleshev@promav.ru.

Мингалеева Гузель Рашидовна, д-р техн. наук, доц., заведующий кафедрой энергетического машиностроения, Казанский государственный энергетический университет, Казань, Россия; mingaleeva-gr@mail.ru.

Information about the authors

Ilya I. Saushin, Cand. Sci. (Eng.), Senior Researcher at the Laboratory of Hydrodynamics and Heat Transfer, Institute of Power Engineering and Advanced Technologies, Kazan Scientific Center of Russian Academy of Sciences, Kazan, Russia, Kazan, Russia; Technical Director, NPP PROMA LLC, Kazan, Russia; Ass. Prof., Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia; ilyasaushin@mail.ru.

Anna E. Goltsman, Cand. Sci. (Eng.), Senior Researcher at the Laboratory of Hydrodynamics and Heat Transfer, Institute of Power Engineering and Advanced Technologies, Kazan Scientific Center of Russian Academy of Sciences, Kazan, Russia, Kazan, Russia; an116ya@mail.ru.

Mikhail I. Teleshev, Deputy Director, NPP PROMA LLC, Kazan, Russia; teleshev@promav.ru.

Guzel R. Mingaleeva, Dr. Sci. (Eng.), Ass. Prof., Head of the Department of Power Engineering, Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia; mingaleeva-gr@mail.ru.

Статья поступила в редакцию 30.08.2025; одобрена после рецензирования 12.11.2025; принята к публикации 12.11.2025.

The article was submitted 30.08.2025; approved after review 12.11.2025; accepted for publication 12.11.2025.