

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЯ

ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИЯ
ХАЛАДЗІЛЬНАЯ ТЭХНІКА І ТЭХНОЛОГІЯ
REFRIGERATION ENGINEERING AND TECHNOLOGY
TECHNIQUE ET TECHNOLOGIE FRIGORIFIQUE
TECNICA I TECNOLOGIA DE REFRIGERACION

- * Холодильна техніка
- * Енергетика та енергозбереження
- * Холодильні та супутні технології
- * Автоматика, комп'ютерні та телекомунікаційні технології
- * Загальна інформація

РОЗДІЛ 2

ЕНЕРГЕТИКА ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

УДК 621.184.85

В.А. Арсирій, В.О. Макаров, Ю.Н. Сербова, О.В. Вишневецкая

Одесская государственная академия строительства и архитектуры, ул. Дидрихсона, 4, 65029, Одесса

АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ТЯГОДУТЬЕВЫХ МАШИН С РАЗЛИЧНЫМИ УГЛАМИ УСТАНОВКИ ЛОПАТОК РАБОЧИХ КОЛЕС

Ориентируясь на максимальный КПД при выборе типа нагнетателя, более современные нагнетатели с вперед загнутыми лопатками рабочего колеса в основном стали проблемой ограничения производительности систем по тяге и дутью отопительных котельных и ТЭС. В статье сформулированы требования к изменению концепции подхода оценки энергоэффективности и выбора тягодутьевых машин, а также определение параметров работы тягодутьевых систем котлов.

Ключевые слова: Котел - Вентилятор - Дымосос - КПД - Аэродинамические характеристики.

В.А. Арсірій, В.О. Макаров, Ю.М. Сербова, О.В. Вішнівська

Одеська державна академія будівництва та архітектури, вул. Дідріхсона, 4, 65029, Одеса

АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ТЯГОДУТТЬОВИХ МАШИН З РІЗНИМИ КУТАМИ УСТАНОВКИ ЛОПАТОК РОБОЧИХ КОЛІС

Орієнтуючись на максимальний ККД при виборі типу нагнітача, більш сучасні нагнітачі з уперед загнутими лопатками робочого колеса в основному стали проблемою обмеження продуктивності систем по тязі і дуттю опалювальних котельних і ТЕС. У статті сформульовані вимоги до зміни концепції підходу до оцінки енергоефективності та вибору тягодуттєвих машин, а також визначення параметрів роботи тягодуттєвих систем котлів.

Ключові слова: Котел - Вентилятор - Димосос - ККД - Аеродинамічні характеристики.

I. ВВЕДЕНИЕ

В обеспечении работы котлов одними из наиболее важных являются тягодутьевые системы, которые состоят из системы подачи воздуха в котел – дутьевая система с вентилятором и системы удаления дымовых газов из котла – тяговая система с дымососом. В качестве тягодутьевых машин в основном используют нагнетатели центробежного типа, и именно они являются самыми распространенными механизмами энергетических систем. Для работы тягодутьевых систем котлов крупных ТЭС расходуется почти 30% от всех затрат энергии на собственные нужды энергоблоков.

До 60-70-х годов использовались вентиляторы и дымососы с загнутыми вперед лопатками рабочего колеса. Начиная с 70-80-х годов, приоритет был отдан вентиляторам и дымососам с загнутыми назад лопатками у которых величина КПД выше на 15% и более. Анализ режимных карт показал, что в ряде случаев замена вентиляторов и дымососов приводила к снижению производительности тягодутьевых систем. На некоторых энергоблоках ТЭС 200 и 300 МВт были изменены величины номинальной мощности из-за ограничений

мощности энергоблоков по тяге либо по дутью [1-3].

В настоящее время приоритет выбора нагнетателя и его типа определяется показателем КПД, что регламентировано в правилах проектирования ГОСТ 10616-90. Такой подход проектирования при реконструкции тягодутьевых систем котельных установок большой мощности, на основе замены тягодутьевых машин, приводит не к стимулированию снижения потерь в системах, а ограничению их по производительности.

Проблема выбора нагнетателей аэродинамических систем заключается в следующем – либо обеспечивается большая производительность с вентиляторами либо дымососами с загнутыми вперед рабочими лопатками, но с увеличенными удельными затратами энергии, либо более высокая экономичность нагнетателей с загнутыми назад лопатками, но подача уменьшается на 15% и более.

Необходимость создания рациональных показателей проектирования при выборе нагнетателя и корректной инсталляции тягодутьевого оборудования с целью повышения производительности за счет уменьшения энергопотребления – одна из главных задач теплогенерирующего комплекса.

II. ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Для анализа теоретических напорных характеристик вентиляторов и дымососов с различными углами установки лопаток рабочего колеса в основном применяют теорию движения идеальной несжимаемой жидкости на основе уравнений Эйлера и теоремы сложения скоростей $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$, где \vec{c} – абсолютная скорость, \vec{u} – окружная скорость, \vec{w} – относительная скорость (рисунок 1) [4,5].

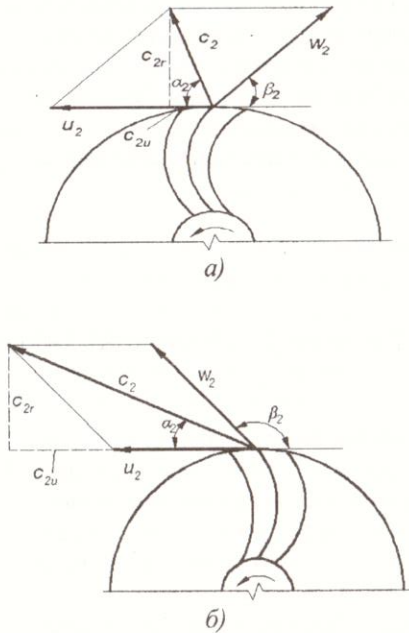


Рисунок 1 – Треугольники скоростей рабочего колеса центробежного вентилятора: а) с назад загнутыми лопатками; б) вперед загнутыми лопатками

В соответствии с теорией Эйлера количественные показатели центробежных вентиляторов отличаются от экспериментальных, но качественные показатели имеют одинаковые тенденции.

Из уравнения Эйлера теоретический напор нагнетателя с учетом угла установки лопаток β_2 определяется по следующему выражению:

$$P_m = \rho \left(u_2^2 - \frac{Q^2}{\pi D_2 b_2} u_2 \operatorname{ctg} \beta_2 \right) \quad (1)$$

где: D_2 – окружная скорость колеса по концам лопаток;

b_2 – ширина колеса;

Q – производительность.

Для расчёта изменения теоретической мощности нагнетателя используют выражение:

$$N_m = Q \cdot \rho \left(u_2^2 - \frac{Q^2}{\pi D_2 b_2} u_2 \operatorname{ctg} \beta_2 \right) \quad (2)$$

Согласно рассчитанных характеристик вентилятора с увеличением динамической составляющей для рабочего колеса с загнутыми лопатками вперед, напор и мощность нагнетателя значитель-

но возрастают, а при загнутых назад – снижаются (рисунок 2). Кроме того, для рабочего колеса с загнутыми вперед лопатками $\beta_2 > 90^\circ$ статический КПД $\eta_{2ст} < 0,5$, а для рабочего колеса с загнутыми назад лопатками $\beta_2 < 90^\circ$ – $\eta_{2ст} \rightarrow 1$.

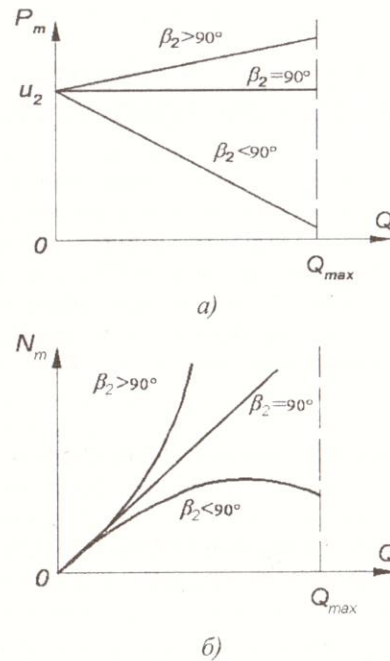


Рисунок 2 – Теоретические параметры нагнетателей: а) с назад загнутыми лопатками; б) вперед загнутыми лопатками

Следовательно, когда угол $\beta_2 > 90^\circ$, результирующая скорость c больше, чем окружная скорость u , что обеспечивает большую величину полного напора работающего нагнетателя P_v и более низкий статический КПД.

Для анализа рабочих характеристик были выбраны нагнетатели с разными углами установки лопаток рабочего колеса и их аэродинамические характеристики, используемые в котлах большой мощности ВД-15,5 и ВДН-17 [6]. На характеристиках ВД-15,5 на рисунке 3 видно, что при оборотах $n = 750$ об/мин в области максимального значения КПД $\eta_v = 70\%$, вентилятор обеспечивает подачу $Q_{max\text{кпд}} \approx 65$ тыс. м³/час (рисунок 3).

В 70-х годах XX века вентиляторы типа ВД стали заменять на вентиляторы с загнутыми назад лопатками типа ВДН, у которых угол $\beta_2 < 90^\circ$. Новая конструкция вентиляторов с загнутыми назад лопатками позволила увеличить КПД вентиляторов до 85% и выше. Кроме того, затраты мощности вентиляторов и дымососов с увеличением подачи уменьшаются, что обеспечивает более высокие значения КПД нагнетателей. Главное существенное различие напорных характеристик этих двух типов вентиляторов – разная подача при одинаковых условиях. Несмотря на то, что максимальное значение КПД вентилятора ВДН-17 КПД $\eta_v = 85\%$ (рисунок 3, таблица 1), даже с учетом большего диаметра рабочего колеса на один типоразмер по сравнению с ВД-15,5, подача в зоне

максимального КПД не превышает $Q_{\max \text{ кпд}} \approx 56$ тыс. м³/час.

Таблица 1 – Основные параметры дутьевых вентиляторов

Вентилятор	η_v	$Q_{\max \text{ кпд}}$ тыс. м ³ /ч	N , кВт	P_v , даПа
ВДН-17	85	56	50	270
ВД-15,5	70	65	100	620

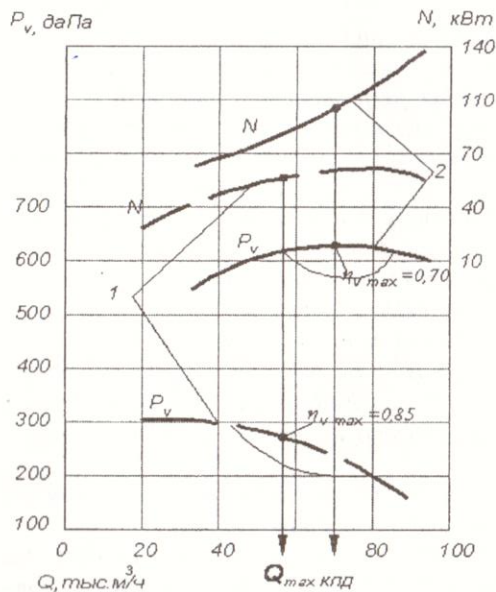


Рисунок 3 – Аэродинамические характеристики: 1 – дутьевого вентилятора ВДН-17; 2 – дутьевого вентилятора ВД-15,5.

На ТЭС и крупных отопительных котельных такая замена в ряде случаев привела к ограничению тепловой мощности.

Более высокое значение КПД не является приоритетным показателем при выборе нагнетателя, т.к. величина потерь давления ΔP при расчёте значения КПД учитывается как полезный параметр:

$$\eta_v = \frac{Q \cdot P_v}{N} \quad (3)$$

$$P_v = P_{\text{дин}} + P_{\text{ст}} \quad (4)$$

где: $P_{\text{дин}}$ – динамическое давление, $P_{\text{ст}}$ – статическое давление:

$$P_{\text{ст}} = P_m + \Sigma \Delta P \quad (5)$$

где: P_m – технологическое давление (давление необходимое для технологического процесса), ΔP – потери давления.

В условиях, когда главное различие между рабочими колесами с разными углами установки лопаток – это перераспределение динамической и статической составляющих, значение полного КПД при выборе нагнетателя не всегда будет являться оптимальным показателем. Поэтому одно из направлений оптимизации работы аэродинамической системы, кроме определения приоритетно-

го показателя или показателей при проектировании систем, является необходимость снижения потерь в аэродинамических трактах и корректного сопряжения параметров работы вентилятора с сетью. В частности, изменения определения параметров работы системы на основе двух напорных характеристик сети и нагнетателя, из-за разных происходящих процессах при набегающем потоке на входном участке и его сжатии на участке нагнетания, влияющих на аэродинамику рабочего колеса с разными углами установки рабочих лопаток.

III. ВЫВОДЫ

1. Замена тягодутьевых машин типа ВД и Д с загнутыми вперед лопатками на нагнетатели ВДН и ДН с загнутыми назад лопатками привела к снижению производительности тягодутьевых машин котлов и в ряде случаев к ограничению мощности котлов по тяге либо дутью.

2. Показателем экономичности работы аэродинамических систем до сих пор остается КПД нагнетателей – вентиляторов либо дымососов, что не в полной мере отражает эффективность процессов в энергетических системах, так как нагнетатели являются только частью сложных процессов сжатия и транспортирования воздуха либо дымовых газов.

3. Целесообразно провести анализ представления параметров тягодутьевых трактов котлов, а также расчета эффективности их работы с целью более корректного представления характеристик, как нагнетателей, так и отдельных участков аэродинамических систем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Арсирый В.А. Повышение производительности и эффективности гидравлических и аэродинамических систем / В.А. Арсирый, В.О. Макаров // Рынок инсталляций. – №2 (130). – 2008. – С. 10-11.
2. Арсирый В.А. Обследование, повышение технологической эффективности теплотехнического хозяйства предприятий / В.А. Арсирый, А.П. Воинов, А.С. Мазуренко // Информационный листок. – 1997. – № 152.
3. Караджи В.Г. Некоторые особенности эффективного использования вентиляционно-отопительного оборудования / В. Г. Караджи, Ю.Г. Московко. – М.: ООО «ИННОВЕНТ», 2005. – 139 с.
4. Центробежные вентиляторы / [Брук А. Д., Матикашвили Т. И., Невельсон М. И. и др.]; под ред. Т. С. Соломаховой. – М.: Машиностроение, 1975. – 416 с.
5. Поляков В.В. Насосы и вентиляторы / В. В. Поляков, Л. С. Скворцов. – М., Стройиздат, 1990. – 336 с.
6. Вентиляторы общего и специального назначения: [каталог]. – М., ОАО "МОВЕН", 2014. – 82 с.
7. Режим доступа: <http://www.moven.ru/new/catalog2/TDM%5Ctdm.pdf>.

V.A. Arsiry, V.O. Makarov, Y.N. Serbova, O.V. Vishnevskaya
 Odesa state academy of building and architecture, str. Didrihsona, 4, 65029, Odesa

ANALYSIS OF WORK PARAMETERS OF THE FORCED-DRAFT MACHINES WITH DIFFERENT ANGLES SETTINGS OF IMPELLERS BLADES

In the thermal power plants and heating plants about 30% of the total cost of energy for their own needs is spent on the forced-draft system. When these systems were designed and was created the basic capacity thermal power complex, as blowers were used forced-draft machines: VD series draft fans and exhaust fans series D. Development of fan structure and aerodynamics of the blade flow in the impeller predetermined ineffectiveness of used impeller design with forward curved blades and approved the higher performance for fans with backward curved blades. In order to save energy sources instead of draft machines series VD and D mainly were used blowers series VDN and DN. Installation of new high-efficiency blowers led to efficiency increasing, but at the same time occurred a significant reduction of the boiler thermal rating. Focusing on maximum fan efficiency, modern blowers basically became a system limiting problem, which causes draft and forced draft systems production limiting. Analysis of aerodynamic parameters of the most common draft machines VD - 15,5 and VDN - 17 showed that on the characteristics of the VD - 15,5 with rotations $n = 730 \text{ rev / min}$ in maximum efficiency $\eta_v = 70\%$, the fan supplies $Q \approx 65 \text{ K. m}^3/\text{hr}$ and at maximum efficiency fan VDN- 17 efficiency $\eta_v = 85\%$, the supply in the zone of maximum efficiency does not exceed $Q \approx 56 \text{ K. m}^3/\text{hr}$. According to the comparison of the parameters can be seen that blowers performance with forward curved blades is up by 20% and the efficiency is 15% lower. Selection priority in the process of design and modernization of forced draft systems between two types of fans still has not been resolved. Therefore to summarize and derive concepts to solve the problem of optimal choice of a blower were made the following general conclusions:

- Changing the approach to the economic value of optimal operating mode TDM providing their stable work will partially solve the nominal power derating problem of heating boilers and thermal power plants;
- Indication of the aerodynamic efficiency of the systems is still efficiency blowers - fans or smoke exhausts that doesn't fully reflect processes in the power systems, as blowers are only part of the complex processes of compression and transportation of air or flue gas;
- It is advisable to analyze the representations of forced-draft parameters of the boilers, and the calculation of the efficiency of their work in order to have more accurate representation of the characteristics of blowers as well as individual sections of aerodynamic systems.

Keywords: - Boiler - Fan - Exhauster - Fan efficiency - Aerodynamic characteristics.

REFERENCES

1. Arsiry V. A. Povysheniye proizvoditelnosti i effektivnosti gidravlicheskih i aerodinamicheskikh sistem / V.A. Arsiry, V.O. Makarov // Rynok instal'yatsiy. – №2 (130). – 2008. – S. 10-11.
2. Arsiry V. A. Obsledovaniye, povysheniye tekhnologicheskoy effektivnosti teplotekhnicheskogo khozyaystva predpriyatiy / V. A. Arsiry, A. P. Voinov, A. S. Mazurenko // Informatsionnyy listok. – 1997. – № 152.
3. Sheberstov A. N. Sostoyaniye teplovykh elektrostantsiy Ukrainy, perspektivy ikh obnovleniya i modernizatsii. // Energetika i elektrifikatsiya. – 2004. – № 12. – S. 1–6.
4. Tsentrobezhnyye ventilyatory / [Bruk A.D., Matikashvili T.I., Nevelson M. I. i dr.]; pod red. T. S. Solomakhovoy. – M.: Mashinostroyeniye, 1975. – 416 s.
5. Polyakov V. V. Nasosy i ventilyatory / V. V. Polyakov, L. S. Skvortsov. – M., Stroyizdat, 1990. – 336 s.
6. Ventilyatory obshchego i spetsialnogo naznacheniya: [katalog]. – M., OAO "MOVEN", 2014. – 82 s.
7. Rezhim dostupa: <http://www.moven.ru/new/catalog2/TDM%5Ctdm.pdf>.

Отримана в редакції 02.04.2014, прийнята до друку 29.04.2014