

auf den Warmezustand der Gase, Erklärung der Ränge
Erscheinung, Forsch. Ing. Wes. 1962.

18. Diesel R.G., Pezmutte M. Analysis of the flow and
energy separation in a turbulent vortex // Int. J. Heat Mass
Transfer. 1960. V.1.

19. Eiser K., Koch M. Das Verhalten Verschiedener Gase
und die Trennung von Gasgemischen in einem Wirbelrohr //
Zeitschrift für Naturforschung, January, 1951.

20. J.T. van Deemter. On the theory of the Ränge-Hilsch
cooling effect // Appl. Sci. Res. section A. 1951, v. 3.

21. Webster D.S. An analysis of the Hilsch vortex tube //
Refrigerating Engng. Febr. 1950.

22. Lay J.E. An Experimental and Analytical study
of vortex flow temperature separation of spiral and axial
flow // J. of Heat Transfer. 1959.

23. Sheller William Alfred. The Ränge-Hilsch vortex
tube // Ind. Eng. Chem. 1957

24. Sidulkin M. Unsteady viscous circular flow. part 3 //
J. Fluid Mech. 1963.

25. Sturzf. J.T. Taylor-vortex flow: A dynamical system
SIAM Review. 1986. V. 28.

26. Goettler H. Dreidimensionales zur Stabilitätstheorie
Laminarer Grenzschichten // Z. Angew. 1955. Math. 35.

УДК 621.565.83

Л. М. Дыкин

ВЫБОР ОБЛАСТИ РАЦИОНАЛЬНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВИХРЕВЫХ АППАРАТОВ

(Торьковский инженерно-строительный институт)

Изложена методика определения максимально допустимой по приведенным затратам производительности вихревых аппаратов при заданной годовой продолжительность их работы по сравнению с сопоставляемыми устройствами.

С точки зрения технических требований область использования вихревых аппаратов практически не ограничена. В некоторых случаях они незаменимы ввиду неработоспособности других устройств из-за условий эксплуатации. Однако применение этих аппаратов в промышленности

ISBN 5-230-16926-5

Вихревой эффект
и его применение в технике.
Самара. 1992

ности требует четкого анализа их конкурентоспособности по сравнению с другими системами аналогичного назначения. Это особенно актуально в настоящее время при переходе экономики к рыночным отношениям.

Характерной особенностью вихревых аппаратов является низкая стоимость изготовления и относительная невысокая энергетическая эффективность, поэтому целесообразно определять их экономическую эффективность по приведенным затратам, учитывающим вложенные в изготовление аппарата средства в текущие эксплуатационные расходы. Поскольку рабочим телом и энергоносителем для вихревых труб является сжатый газ, то, с учетом незначительности затрат на обслуживание, эксплуатационные затраты определяются, в основном, расходом газа, зависящим от производительности и годовой продолжительности работы аппарата. Нами выполнены расчеты приведенных затрат, относенных к 10^3 м^3 обрабатываемого воздуха, для основных типов вихревых аппаратов - регенеративных воздухоосушителей и кондиционеров.

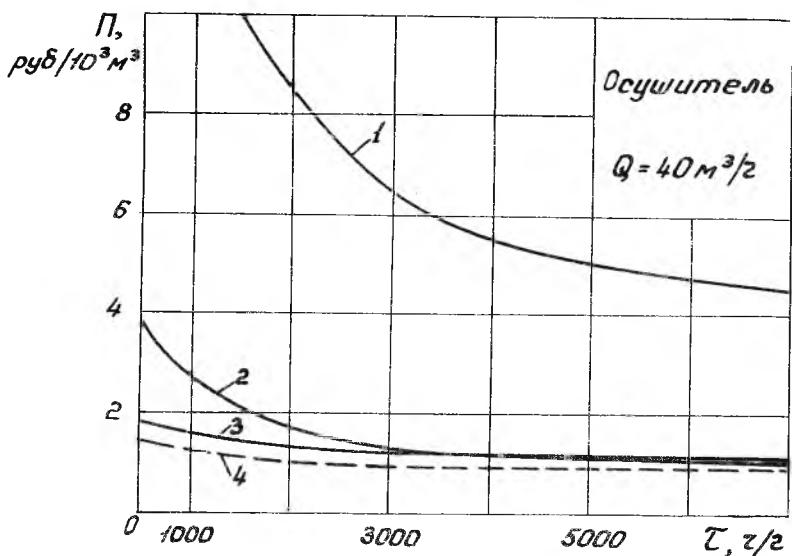
Приведенные затраты определяли по известному соотношению

$$П = Z + E_N K,$$

где Z - эксплуатационные затраты, руб/год; K - капитальные затраты; руб; E_N - нормативный срок окупаемости капиталовложений, год⁻¹.

В расчетах использованы цены электроэнергии 0,01 и 0,03 руб/кВт.ч, воды 0,05 и 0,10 руб/м³, сжатого воздуха 4,79 руб/10 м³, адсорбента 0,65 руб/кг. Величина E_N принята равной 0,15.

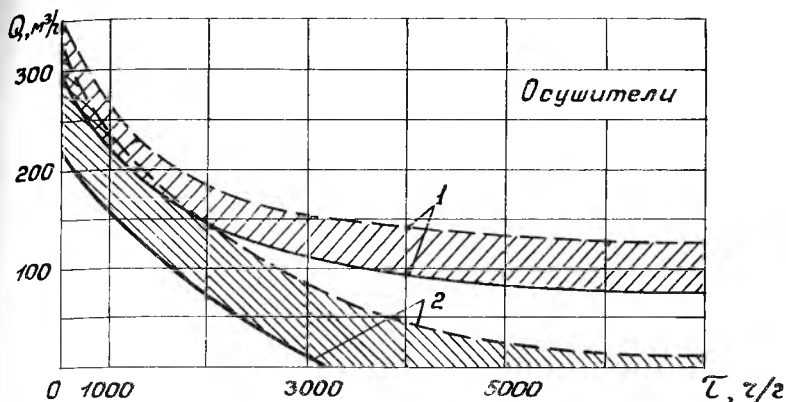
На рис. 1 представлены результаты, полученные для осушителей производительностью 40 м³/ч, использующих в качестве генератора холода парокompрессионный фреоновый агрегат ФВ-0,2 (цена 270 р.), вихревую адиабатную или охлаждаемую трубу (цена 90 р.), а также результаты адсорбционного безнагревного короткоциклового осушителя марки УОВБ 40/100 (цена 1430 р.). Как следует из приведенных кривых, наибольшие приведенные затраты имеет адсорбционный осушитель. Однако этот осушитель производит более глубокую, по сравнению с другими, осушку газа. Вихревой осушитель с адиабатной трубой экономичнее осушителя с фреоновым агрегатом при годовой продолжительности работы до 4000 ч. Осушитель с охлаждаемой трубой выгоднее фреонового при любой годовой продолжительности работы.



Р и с. 1. Зависимость приведенных затрат от годовой продолжительности работы: 1 - адсорбционный осушитель, 2 - осушитель с фреоновым холодильным агрегатом, 3 - осушитель с адиабатной вихревой трубой; 4 - осушитель с охлаждаемой трубой; стоимость воды $0,1 \text{ р/м}^3$; $C_2 = 0,01 \text{ р/кВт}\cdot\text{ч}$

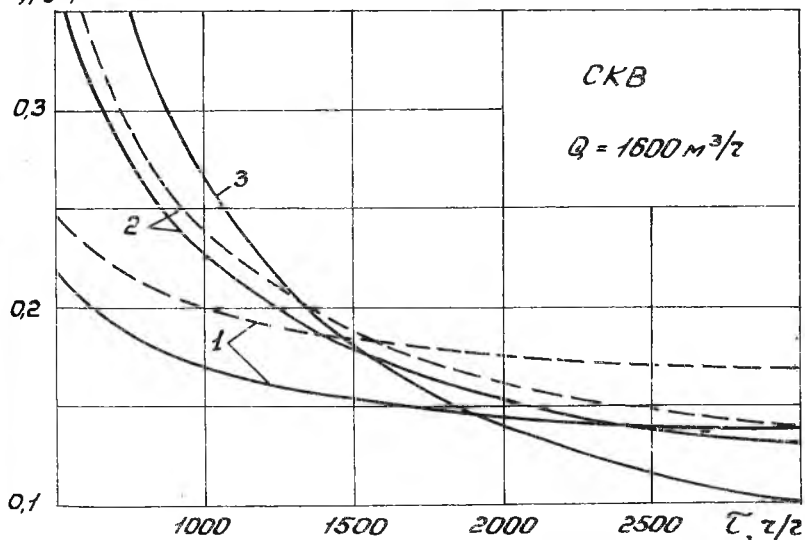
Аналогичные расчеты, выполненные для осушителей различной производительности, позволили построить кривые зависимости максимально допустимой производительности вихревых осушителей от годовой продолжительности их работы (рис. 2). Кривые на рис. 2 соответствуют одинаковым приведенным затратам для сопоставимых типов осушителей, т.е. точкам пересечения соответствующих кривых (см. рис. 1). Области, расположенные ниже кривых, определяют меньшие, а выше - большие, по сравнению с сопоставляемым устройством, приведенные затраты на вихревые осушители.

Таким образом, кривые на рис. 2 показывают области конкурентоспособного по приведенным затратам использования вихревых осушителей относительно альтернативных устройств. Совокупность величин производительности и годовой продолжительности работы вихревого осушителя должна определяться точкой, расположенной ниже соответствующей кривой.



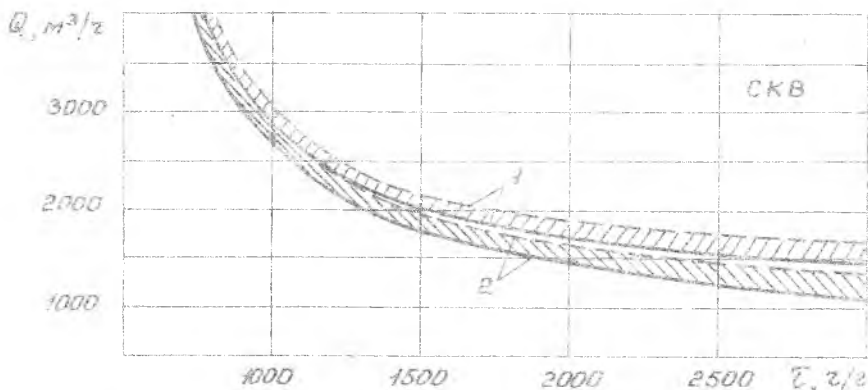
Р и с. 2. Максимальная производительность осушителей с адиабатной вихревой трубой: 1 - относительно осушителя с турбодетандером, 2 - относительно осушителя с фреоновым агрегатом, - - - - $C_3 = 0,01$ р/кВт.ч, — — — — $C_3 = 0,03$ р/кВт.ч

$\Pi, \text{руб}/10^3 \text{ м}^3$



Р и с. 3. Зависимость приведенных затрат от годовой продолжительности работы: 1 - СКВ с вихревой трубой, 2 - с турбодетандером, 3 - автономный кондиционер с фреоновой холодильной машиной, — — — — стоимость воды $0,05$ р/м³, - - - - $0,10$ р/м³, $C_3 = 0,03$ р/кВт.ч

Результаты аналогичных расчетов для вихревых кондиционеров показаны на рис. 3 и рис. 4. Следует отметить сильное влияние стоимости охлаждающей воды на экономические показатели кондиционера. Сравнение кривых на рис. 2 и рис. 4 показывает, что зависимость экономической эффективности от энергетических затрат (в данном случае от цены электроэнергии) более существенна для осушителей, поскольку в последних велики затраты энергии на конденсацию находящихся в воздухе водяных паров.



Р и с. 4. Максимальная производительность СКВ с вихревой трубой: 1 — относительно СКВ с турбодетандером, 2 — относительно СКВ с фреоновой холодильной машиной; стоимость воды $0,05 \text{ р/м}^3$, - - - - $C_3 = 0,01 \text{ р/кВт}\cdot\text{ч}$; — — — $C_3 = 0,03 \text{ р/кВт}\cdot\text{ч}$

В связи с постоянным изменением цен на промышленные изделия, материалы, энергию все показанные кривые имеют качественный характер и требуют периодического уточнения. Однако рассмотренный метод приемлем для оценки экономической эффективности и, следовательно, конкурентоспособности вихревых аппаратов.