

УДК 621.57; 621.512; 621.514

Интенсификация процессов теплообмена в рабочей камере бессмазочных компрессоров

Канд. техн. наук В.Л. ЮША, Д.Г. НОВИКОВ
Омский государственный технический университет

The submitted results of theoretical calculations and experimental researches of the oil-free compressors allow to estimate design-technological potentialities of intensification of convective heat exchange in its working chamber and increase, connected to it, of functional efficiency of compression refrigerating machines.

Наличие масла в проточной части холодильных систем приводит к возникновению ряда проблем: замасливание теплообменных поверхностей конденсаторов и приборов охлаждения влечет за собой увеличение термического сопротивления и соответственно увеличение температуры конденсации и снижение температуры кипения, а накопление масла в элементах коммуникаций и теплообменных аппаратов приводит к увеличению их гидравлического сопротивления [1, 3, 7]. Следствием этого является рост энергопотребления компрессора. Кроме того, известные проблемы при производстве и эксплуатации холодильной техники связаны с необходимостью обеспечения совместимости применяемых хладагентов и масел [2]. В связи с этим получили развитие компрессоры объемного принципа действия с бессмазочной рабочей камерой.

Одним из обязательных условий функционирования таких компрессоров является их эффективное охлаждение. Это связано с тем, что механические свойства применяемых конструкционных материалов, главным образом на основе полимерных соединений, в значительной мере зависят от температуры; а температурные деформации деталей, формирующих рабочую камеру ступени компрессора, определяют величину рабочих зазоров между ними [10, 14]. Не следует также забывать, что эффективное охлаждение ступени компрессора любого типа обеспечивает повышение его индикаторного КПД [12], а уменьшение температуры нагнетаемого газа позволяет существенно снизить металлоемкость теплообменных аппаратов либо при неизменной площади теплообменной поверхности снизить расход охлаждающей среды в этих аппаратах [14].

Таким образом, интенсификация процесса охлаждения ступени бессмазочного компрессора является актуальной задачей. Ее решение посредством впрыска капельной жидкости в рабочую камеру (наиболее эффективный из известных способов охлаждения компрессоров) сводится к использованию жидкой фракции

холодильного агента [4, 13], что не всегда целесообразно. Интенсификация внешнего охлаждения ступени для существующих конструкций объемных компрессоров также имеет свои ограничения [14, 15].

Одним из альтернативных решений этой задачи может стать увеличение площади теплообменной поверхности рабочей камеры путем оребрения стенок, формирующих эту рабочую камеру [11].

Рассмотрим расчетную схему микрооребренной поверхности, представленную на рис. 1. Ее площадь

$$F_p = L H E_p,$$

где E_p – коэффициент оребрения.

Площадь аналогичного участка гладкой поверхности определяется его габаритными размерами:

$$F_o = L H.$$

Легко показать [5, 8, 9], что при допущении о неизменности величины коэффициента теплоотдачи для обоих случаев ($\alpha_p = \alpha_o = \alpha = \text{idem}$) при $\delta_1 = \delta_2 = 0$ отношение количества тепла dQ_p , отводимого через оребренную поверхность, к количеству тепла dQ_o , отводимому через гладкую поверхность, может быть описано следующим выражением:

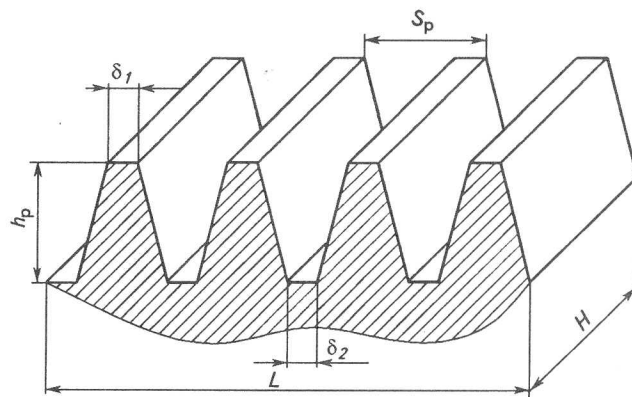


Рис 1. Расчетная схема участка теплообменной поверхности с микрооребрением

$$\bar{Q} = dQ_p / dQ_o \geq 2th (mh_p)/(mS_p), \quad (1)$$

где $m = \sqrt{2\alpha/\lambda S_p}$;

λ – коэффициент теплопроводности газа.

Из выражения (1) следует, что при фиксированных геометрических размерах рабочей камеры компрессора можно добиться существенной интенсификации процессов теплообмена путем увеличения соотношения h_p/S_p , причем как увеличивая высоту ребра, так и уменьшая расстояние между ребрами. Это особенно важно для обеспечения основных функциональных параметров ступени на требуемом уровне.

Однако такое конструктивное решение помимо интенсификации теплоотвода от сжимаемого газа может вызывать и побочные отрицательные явления – более интенсивный подогрев газа в процессе всасывания и увеличение мертвого объема из-за появления дополнительного межреберного пространства.

На рис. 2 представлены результаты сравнительных натурных испытаний поршневых компрессоров с частичным оребрением поверхности рабочей камеры и без него, которые подтвердили возможность улучшения отвода тепла от сжимаемого газа при использовании микрооребрения на клапанной плите: снижение температуры нагнетания достигало 10...25 °С, что сопровождалось уменьшением производительности на 3 – 8 %. Эксперимент проводили на компрессорах двух типоразмеров (диаметр цилиндра $D_{ц} = 0,02$ м и $D_{ц} = 0,085$ м) при различных способах внешнего охлаждения цилиндра (вода, воздух) и при различных степенях повышения давления в ступени. Температуру рабочего газа измеряли хромель-копелевыми термопарами, установленными в камерах всасывания и нагнетания; параметры микрооребрения изменяли в пределах $h_p = 0,8...1,4$ мм и $S_p = 0,2...0,8$ мм.

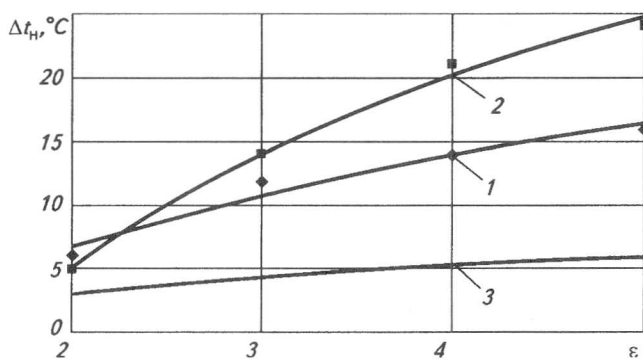


Рис. 2. Снижение температуры нагнетания при частичном оребрении поверхности рабочей камеры (по сравнению с «гладким» вариантом ее конструкции) в зависимости от степени повышения давления ε:

- 1 – $D_{ц} = 0,02$ м, водяное охлаждение цилиндра;
- 2 – $D_{ц} = 0,085$ м, водяное охлаждение цилиндра;
- 3 – $D_{ц} = 0,085$ м, воздушное охлаждение цилиндра

В рамках проведенного эксперимента не представлялось возможным рассмотреть целый ряд конструктивных и режимных факторов, связанных с процессом теплообмена в рабочей камере ступени компрессора и влияющих на эффективность рабочего процесса. В связи с этим для параметрического анализа рабочего процесса ступени компрессора объемного действия с микрооребрением была использована усовершенствованная математическая модель ступени, широко применяемая при теоретических исследованиях компрессоров объемного действия, базирующаяся на системе упрощающих допущений и основных расчетных уравнениях, включающих первый закон термодинамики для тела переменной массы, уравнение массового баланса, уравнение состояния, следствие закона Джоуля для внутренней энергии идеального газа, уравнения расхода газа через клапан и конвективного теплообмена между газом и стенками рабочей камеры.

Обычно процессы конвективного теплообмена между газом и «гладкими» поверхностями стенок рабочей камеры рассчитывают по уравнению Ньютона-Рихмана, согласно которому элементарное количество тепла, отведенного или подведенного к газу через рассматриваемый участок теплообменной поверхности за интервал времени $d\tau$, определяется выражением

$$dQ_o = \alpha_j F_j (t - t_{сгj}) d\tau, \quad (2)$$

где t – текущая температура рабочего газа;

$F_j, t_{сгj}$ – текущие площадь и температура j -го участка теплообменной поверхности (стенки);

α_j – текущий осредненный по поверхности j -го участка рабочей камеры коэффициент теплоотдачи, определяемый по одной из рекомендованных эмпирических зависимостей [15].

По-видимому, различие в характере обтекания газом гладкой поверхности и поверхности с микрооребрением, а также возможность возникновения застойных зон между ребрами может привести к существенному различию в расчетных зависимостях, описывающих процесс теплообмена для таких поверхностей. Однако исследования по определению коэффициента теплоотдачи к микрооребренной поверхности рабочей камеры компрессора до настоящего времени не проводились, в связи с чем в качестве первого приближения в рассматриваемой математической модели для определения элементарного количества тепла, отведенного или подведенного через оребренную поверхность, использовалось соотношение

$$dQ_o = \alpha_j E_p F_j (t - t_{сгj}) d\tau, \quad (3)$$

где E_p – коэффициент оребрения рассматриваемого участка рабочей камеры, определяемый для заданной расчетной схемы (см. рис. 1).

Очевидно, что принятое условие $\alpha_j = \text{idem}$ как для гладких, так и для оребренных поверхностей является вынужденным допущением. В соответствии с этим изложенные ниже результаты численного эксперимента носят преимущественно качественный характер. При его проведении варьируемыми режимными параметрами являлись степень повышения давления в ступени, температура поверхности стенок рабочей камеры ступени; варьируемыми конструктивными параметрами – диаметр цилиндра при рекомендуемых величинах [12]

$$\psi = S_{\Pi}/D_{\Pi},$$

где S_{Π} – ход поршня, и геометрические параметры микрооребра на стенках рабочей камеры (см. рис. 1).

Основные результаты проведенных расчетов, представленные на рис. 3 – 5, показывают, что интенсификация теплообмена в рабочей камере ступени поршневого компрессора влияет не только на величину температуры нагнетания, но и на такие важнейшие интег-

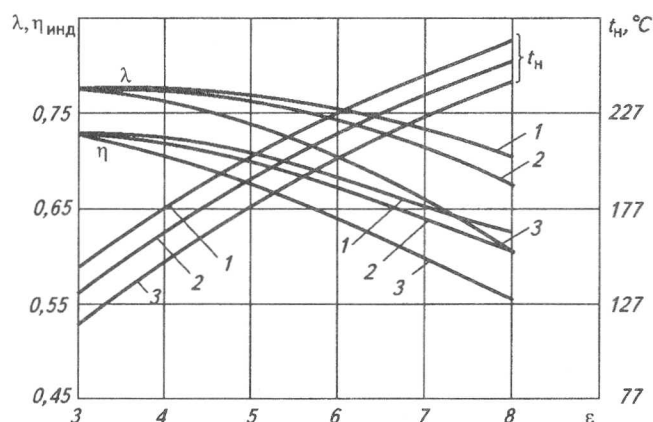


Рис. 3. Влияние степени повышения давления в ступени на ее характеристики и температуру нагнетания:

- 1 – гладкая поверхность стенки рабочей камеры;
2 – относительная высота ребра $h = h_p/S_p = 3$;
3 – $h = 10$

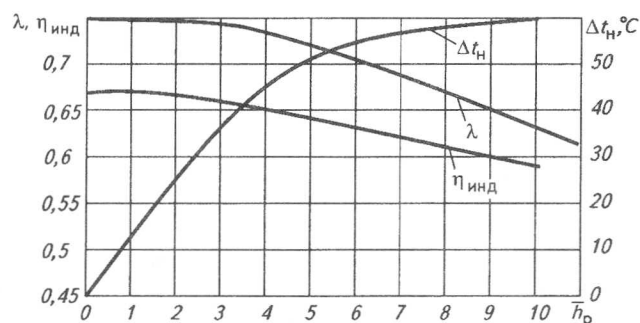


Рис. 4. Влияние относительной высоты микрооребра на характеристики ступени

ральные характеристики, как индикаторный КПД $\eta_{\text{инд}}$ и коэффициент подачи λ .

Так, анализ результатов расчета, представленных на рис. 3, показывает, что при увеличении ϵ интенсивность роста температуры нагнетания для ступеней с гладкими и оребренными поверхностями одинакова, а снижение λ и $\eta_{\text{инд}}$ при наличии микрооребра происходит более интенсивно, чем при гладких поверхностях стенок рабочей камеры. Последнее объясняется, по-видимому, не только некоторым увеличением мертвого объема за счет появления межреберного пространства, но и увеличением массы газа, остающегося в мертвом объеме, обусловленным ростом его плотности при снижении t_n .

Из рис. 3 и 4 видно, что относительная высота ребер $\bar{h}_p = h_p/S_p$ является определяющим конструктивным параметром микрооребра. Практически значимое снижение температуры нагнетания происходит при увеличении $\bar{h}_p$ в интервале 0...6 и может составить около 50...60 °C, при этом величины λ и $\eta_{\text{инд}}$ снизятся на 4 – 5 %; дальнейшее же увеличение $\bar{h}_p$, по-видимому, нецелесообразно, так как при этом величина температуры нагнетания практически не изменяется, а интегральные характеристики ступени продолжают заметно ухудшаться.

Анализируя расчетную схему микрооребра (см. рис. 1), легко заметить, что при неизменном соотношении $\bar{h}_p = h_p/S_p$ можно обеспечить постоянство площади оребренной теплообменной поверхности F_p , варьируя h_p . При этом следует учитывать, что большое значение приобретает масштабный фактор

$$\alpha_{\text{мр}} = V_{\text{мр}}/V_h,$$

т.е. соотношение между абсолютной величиной дополнительного мертвого объема в межреберном пространстве и абсолютной величиной описанного объема рабочей камеры. Это выражение удобно записать в виде

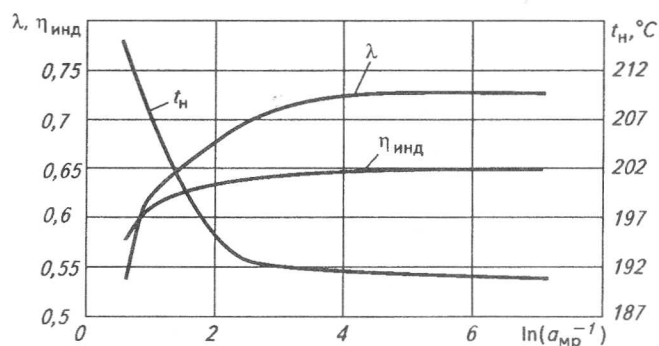


Рис. 5. Влияние масштабного фактора на характеристики ступени с оребренной поверхностью рабочей камеры:

$D_{\Pi} = 0,085$ м; $h_p/S_p = 4$; $\epsilon = 4$; температура всасывания $t_{\text{вс}} = 20$ °C; $t_{\text{ст}} = 40$ °C

$$\alpha_{\text{мр}} = h_p / 2S_{\text{п}}. \quad (4)$$

Влияние масштабного фактора на характеристики ступени представлено на рис. 5. Увеличение масштабного фактора до некоторой величины $\alpha_{\text{мр}}^*$ [соответственно уменьшение величины $\ln(\alpha_{\text{мр}}^{-1})$ до значения $\ln(\alpha_{\text{мр}}^{*-1})$] практически не влияет ни на температуру нагнетания, ни на интегральные характеристики ступени, а при $\alpha_{\text{мр}} > \alpha_{\text{мр}}^*$ температура нагнетания резко возрастает, а характеристики ступени – падают. Из этого следует, что при малых геометрических размерах ступени объемного действия могут потребоваться специальные конструкторско-технологические решения, позволяющие выполнить микрооребрение с такими величинами параметров h_p и S_p , которые бы удовлетворяли условию $\alpha_{\text{мр}} \leq \alpha_{\text{мр}}^*$.

Проведенные расчеты показали также, что влияние температуры поверхностей стенок камеры при наличии микрооребрения заметнее, чем без него. Так, для рассмотренного поршневого компрессора с $D_{\text{ц}} = 0,085$ м при $\bar{\epsilon} = 4$, частоте вращения $n = 15 \text{ с}^{-1}$ и $t_{\text{вс}} = 20^\circ\text{C}$ снижение температуры стенок гладкого цилиндра на $50...60^\circ\text{C}$ приводит к снижению температуры нагнетаемого газа на $8...10^\circ\text{C}$, а при наличии микрооребрения аналогичное снижение температуры стенки приводит к снижению температуры нагнетания на $15...25^\circ\text{C}$. Напротив, при недостаточном охлаждении оребренной стенки рабочей камеры характеристики ступени резко ухудшаются. Например, при температуре стенки около 117°C температура нагнетания стала даже выше, чем при гладкой поверхности; при этом коэффициент подачи и индикаторный КПД также снизились на $5 - 7\%$ и $6 - 8\%$ соответственно.

Следует также отметить, что для интенсификации охлаждения рабочего газа в ступени поршневого или роторного компрессора существенное значение имеет компоновка микрооребренной поверхности в рабочей камере: при равных конструктивных параметрах микрооребрения (F_p , h_p , $\bar{h}_p$, h_p/S_p , $\alpha_{\text{мр}}$), а также при равных конструктивных и режимных параметрах ступени расчетный анализ разных компоновочных вариантов показал, что изменение величины температуры нагнетаемого газа может составить $10...30^\circ\text{C}$.

Таким образом, проведенные расчетные и экспериментальные исследования показали, что применение микрооребрения на стенках деталей, формирующих рабочую камеру бесшмазочной ступени компрессора объемного действия, оказывает существенное влияние на рабочий процесс в камере из-за интенсификации процессов конвективного теплообмена. При рациональном соотношении определяющих режимных и конструктивных факторов микрооребрение обеспечивает существенное снижение температуры нагнетаемого

газа при незначительном изменении коэффициента подачи и индикаторного КПД, что в целом позволяет повысить эффективность пароконденсационных холодильных машин в целом.

Список литературы

1. Бабакин Б.С., Шириков О.П., Бабакин С.Б. Математическое моделирование процесса маслоотделения от хладагента в холодильных системах // Вестник международной академии холода. 2004. Вып. 1.
2. Бабакин Б.С. Хладагенты, масла, сервис холодильных систем. – Рязань: Узорочье, 2003.
3. Бажан П.И. и др. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989.
4. Бараненко А.В. и др. Холодильные машины / А.В. Бараненко, Н.Н. Бухарин, В.И. Пекарев, И.А. Сакун, Л.С. Тимофеевский. – СПб.: Политехника, 1987.
5. Богданов С.Н. и др. Теоретические основы хладотехники. Теплообмен / С.Н. Богданов, Н.А. Бучко, Э.И. Гуйко. – М.: Агропромиздат, 1986.
6. Горенкова А.В. и др. Фторопласты в машиностроении / А.В. Горенкова, Г.К. Ботков, М.С. Тихонова. – М.: Машиностроение, 1981.
7. Данилова Г.Н. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г.Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов, Н.М. Медникова. – Л.: Машиностроение, 1973.
8. Исаченко В.П. и др. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – Изд. 4, перераб. и доп. – М.: Энергоиздат, 1981.
9. Керн Д., Краус А. Развитие поверхности теплообмена. – М.: Энергия, 1977.
10. Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах / И.И. Новиков, В.П. Захаренко, Б.С. Ландо – Л.: Машиностроение, 1981.
11. Патент на ПМ 35133 Машина объемного действия. F 04 B 39/00 / Юша В.Л., ОмГТУ 27.12.2003.
12. Пластилин П.И. Поршневые компрессоры. Т. 1. Теория и расчет. – М.: Колос, 2000.
13. Система охлаждения компрессоров Bitzer // Холодильная техника. 2001. № 4.
14. К вопросу о влиянии охлаждения ступени компрессора объемного действия на его конструктивные и эксплуатационные характеристики / В.Л. Юша, И.А. Январев, Ю.Н. Панин, Д.Г. Новиков, А.А. Гуров, А.В. Юша; ОмГТУ. – Омск, 2001. – 10 с. – Деп. в ВИНТИ 05.10.2001, № 2108 – В2001.
15. Юша В.Л., Новиков Д.Г. Влияние внешнего теплообмена на рабочий процесс компрессоров объемного действия / ОмГТУ. – 2002. – 24 с. – Деп. в ВИНТИ 11.10.2002 № 1724 – В2002.