

Получение газодинамических характеристик многоступенчатой проточной части ЦКМ при изменившихся условиях работы

Канд. техн. наук С. Л. ШАМЕКО, А. Н. ЛЮБИМОВ, Е. В. ГАМАН

Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Gas dynamic characteristics conversion methodology of the centrifugal compressor multistage setting from some conditions to other ones is considered. It shows the influence of the mismatch of regimes of the stages to the accuracy of the conversion. The comparison of the obtained results with experimental ones was held with respect to air and natural gas compressor settings.

Key words: centrifugal compressors, gas dynamic characteristics, multistage setting.

Ключевые слова: центробежные компрессоры, газодинамические характеристики, многоступенчатая проточная часть.

В настоящее время центробежные компрессорные машины (ЦКМ) подвергаются газодинамическим испытаниям при отработке головного образца нового типа машины либо при необходимости определения фактического состояния проточной части (ПЧ) компрессора, находящегося в эксплуатации. Для получения газодинамических характеристик (ГДХ) ЦКМ при изменившихся условиях работы (новые значения удельной газовой постоянной R , показателя адиабаты k , начальной температуры T_n , частоты вращения ротора n) используются расчетные методы. В частности, для пересчета ГДХ ПЧ на новые начальные условия широко применяется приближенная методика [1], которая справедлива лишь для одноступенчатых ПЧ, хотя в большинстве случаев (в частности на НЗЛ) используется и для пересчета ГДХ многоступенчатых ПЧ на иные условия работы.

Такое допущение не учитывает рассогласования режимов работы ступеней при изменившихся условиях работы ПЧ и приводит к неточности пересчета.

Зависимости для пересчета ГДХ на иные условия работы по приближенной методике имеют следующий вид [1]:

— объемная производительность

$$Q_0 = \frac{n_0}{n} Q;$$

— повышение температуры

$$\Delta t_0 = \left(\frac{n_0}{n} \right)^2 \frac{k(k_0 - 1)Rz}{k_0(k - 1)R_0 z_0} \Delta t;$$

— отношение давлений

$$\varepsilon_0 = \left(1 + \frac{\Delta t_0}{T_{n0}} \right)^{\sigma_0},$$

где число политропы

$$\sigma_0 = \frac{k_0}{k_0 - 1} \eta_{\text{пол}},$$

причем на соответственных режимах $\eta_{\text{пол}(0)} = \eta_{\text{пол}}$;

— внутренняя мощность

$$N_{i0} = \left(\frac{n_0}{n} \right)^3 \frac{\rho_{n0}}{\rho_n} N_i.$$

(1)

В уравнениях (1) подстрочным индексом «0» обозначены параметры при новых условиях работы (здесь и далее обозначения приняты согласно работе [1]).

Установлено [1], что точность расчета по зависимостям (1) тем меньше, чем больше отношение давлений ε и отклонение величины

$$\left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \frac{k(k_0 - 1)RzT_h}{k_0(k - 1)R_0 z_0 T_{h0}}$$

от единицы (здесь R — удельная газовая постоянная; z — коэффициент сжимаемости).

Для получения более корректных зависимостей, учитывающих изменение соотношений между параметрами ступеней многоступенчатой ПЧ, необходимо располагать ГДХ каждой ступени на основании результатов измерений либо полученных расчетным путем. Уточненная методика пересчета [2, 3] основана на разложении ГДХ многоступенчатой ПЧ (неохлаждаемой секции) на безразмерные ГДХ ступеней при заданных начальных условиях и определении ГДХ секции при новых условиях работы по имеющимся характеристикам ступеней.

В качестве исходных данных задаются геометрические параметры всех ступеней многоступенчатой ПЧ (наружный диаметр рабочего колеса (РК) $D_2^{(j)}$, относительный диаметр начала лопаток РК $\bar{D}_1^{(j)}$, относительная ширина РК на выходе $\bar{b}_2^{(j)}$, относительный диаметр уплотнения покрывающего диска РК $\bar{D}_s^{(j)}$, угол выхода лопаток РК $\beta_2^{(j)}$, число лопаток РК на выходе $z_2^{(j)}$, число гребней уплотнения покрывающего диска РК $Z^{(j)}$, средняя толщина лопаток РК $\delta^{(j)}$), а также ГДХ секции — зависимости $\varepsilon = f(Q)$, $\Delta t = f(Q)$ и $\eta_{\text{пол}} = f(Q)$ при начальных условиях R , k , n , T_h .

Распределение удельной работы по ступеням имеет вид

$$\Delta t^{(j)} = \frac{\left[\frac{D_2^{(j)}}{D_2^{(1)}} \right]^2 \varphi_{2u}^{(j)} (1 + \beta_{\text{пр}} + \beta_{\text{тр}})^{(j)}}{\sum_{j=1}^X \left[\frac{D_2^{(j)}}{D_2^{(1)}} \right]^2 \varphi_{2u}^{(j)} (1 + \beta_{\text{пр}} + \beta_{\text{тр}})^{(j)}} \Delta t, \quad (2)$$

где j — номер ступени;

X — число ступеней;

$\beta_{\text{пр}}$ — относительные потери на протечки газа через уплотнения покрывающего диска РК;

$\beta_{\text{тр}}$ — относительные потери на трение колеса в среде сжатого газа.

Коэффициент теоретического напора в первом приближении определяется по формуле Стодолы

$$\varphi_{2u}^{(j)} = K_z^{(j)} - \varphi_{2r}^{(j)} \operatorname{ctg} \beta_2^{(j)}. \quad (3)$$

Расчет безразмерных коэффициентов мощности $\chi^{(j)}$, реактивности $\Omega_2^{(j)}$, расхода $\varphi_{2r}^{(j)}$, теоретического напора $\varphi_{2u}^{(j)}$ и политропного КПД $\eta_{\text{пол}}^{(j)}$ для каждой ступени выполняется методом последовательных приближений до тех пор, пока соседние приближения не сойдутся с заданной точностью.

Политропный КПД для j -ступеней принимается одинаковым и равным $\eta_{\text{пол}}$ для всей ПЧ на каждом режиме работы секции ($\eta_{\text{пол}}^{(j)} = \eta_{\text{пол}}$), а число политропы

$$\sigma^{(j)} = \eta_{\text{пол}}^{(j)} \frac{k}{k - 1}. \quad (4)$$

Далее, вновь используя метод последовательных приближений, выполняется синтез суммарных ГДХ многоступенчатой ПЧ по безразмерным характеристикам ступеней.

В результате расчета определяются значения Q , $\eta_{\text{пол}}$, ε , Δt и N_i в каждом режиме работы секции при новых значениях R_0 , k_0 , n_0 , T_{h0} .

По описанному алгоритму была составлена специальная программа. Для апробации методики выбраны следующие объекты:

— ПЧ неохлаждаемых секций воздушного компрессора K1290-121-1;

— ПЧ цилиндров нагнетателя природного газа 95-81-1.

Проверку адекватности уточненной методики осуществляли сравнением полученных результатов с опытными данными и результатами пересчета по приближенной методике.

На рис. 1 представлены результаты пересчета ГДХ IV четырехступенчатой секции компрессора K1290-121-1 с использованием рассмотренных расчетных методик. Сравнение полученных результатов с данными испытаний показало удовлетворительное совпадение пересчета по уточненной методике и существенное отличие от этих данных результатов пересчета по приближенной методике. Установлено, что при пересчете ГДХ по приближенной методике на более низкую частоту вращения n происходит завышение результатов пересчета (ε и Δt), а при пересчете на более высокие значения n — занижение результатов по сравнению с опытными данными. В частности, при пересчете ГДХ как на более низкие, так и на более высокие значения n по приближенной методике различие в расчете Δt составляет 6...11 °C, что соответствует ~6 % абсолютной величины Δt ; при этом неточность пересчета отношения давлений ε также весьма существенна. Пересчет ГДХ выполнен в диапазоне условных чисел Маха по параметрам входа в первую ступень $M_u^I = 0,57...0,78$.

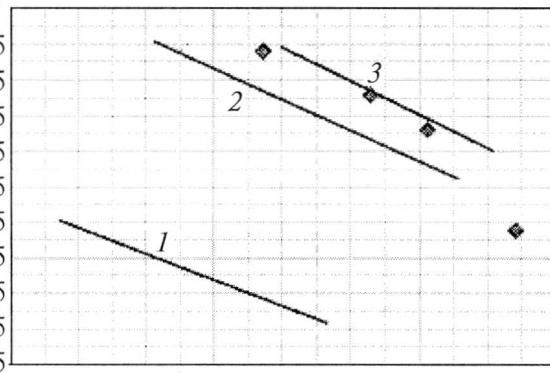
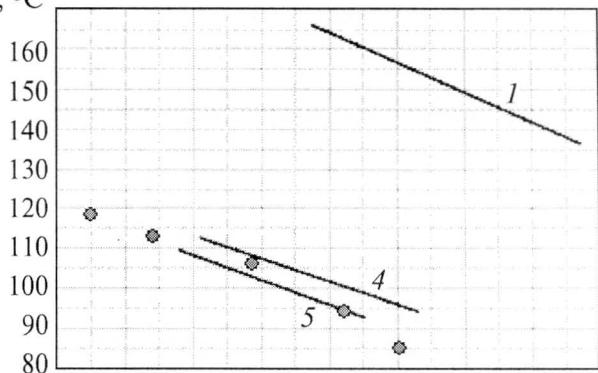
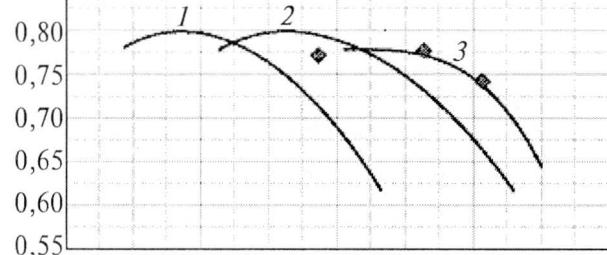
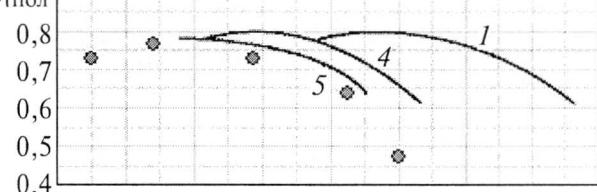
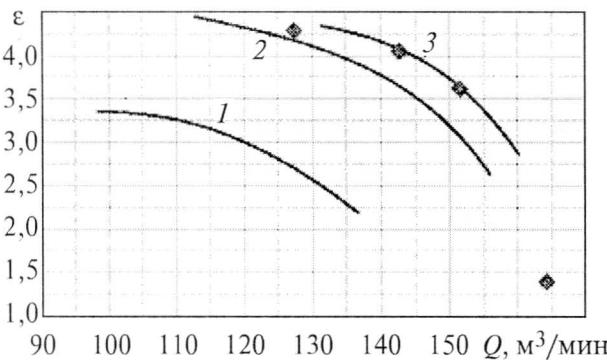
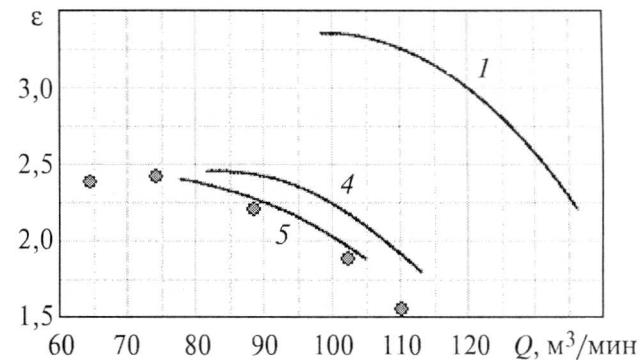
$\Delta t, ^\circ\text{C}$  $\Delta t, ^\circ\text{C}$  $\eta_{\text{пол}}$  $\eta_{\text{пол}}$  ε  ε 

Рис. 1. Газодинамические характеристики IV секции компрессора K1290-121-1 при начальных условиях

 $R = 288,4 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $k = 1,4$; $T_u = 296 \text{ К}$,◆ — при $n = 9520 \text{ об}/\text{мин}$ ($M_u^I = 0,783$), ● — при $n = 6916 \text{ об}/\text{мин}$ ($M_u^I = 0,573$)

Кривые 1 — по данным посекционных испытаний на заводском стенде при $n = 8330 \text{ об}/\text{мин}$ ($M_u^I = 0,688$); 2, 3 — пересчет с $n = 8330 \text{ об}/\text{мин}$ на $n = 9520 \text{ об}/\text{мин}$ соответственно по приближенной ($M_u^I = 0,783$) и уточненной методикам ($M_u^I = 0,783$); 4, 5 — пересчет с $n = 8330 \text{ об}/\text{мин}$ на $n = 6916 \text{ об}/\text{мин}$ соответственно по приближенной ($M_u^I = 0,573$) и уточненной методикам ($M_u^I = 0,573$).

На рис. 2 представлены результаты пересчета ГДХ цилиндров низкого и высокого давлений (ЦНД и ЦВД) нагнетателя 95-81-1 с воздуха на газ. Результаты пересчета ГДХ четырехступенчатых цилиндров по уточненной методике удовлетворительно согласуются с опытными данными. Пересчет по приближенной методике дает более грубые результаты: погрешность в расчете Δt состав-

ляет 6°C , что соответствует $\sim 10\%$ абсолютной величины Δt ; значения ε существенно завышены по сравнению с опытными данными. Кроме того, форма кривых $\varepsilon = f(Q)$ и $\Delta t = f(Q)$, полученных при пересчете по приближенной методике, не соответствует форме экспериментальных кривых. Пересчет ГДХ выполнен в диапазоне условных чисел Maxa по параметрам входа в первую ступень $M_u^I = 0,46 \dots 0,68$.

Кривая 1 — по данным воздушных испытаний на заводском стенде ($R = 288,4 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $k = 1,4$; $T_u = 295 \text{ К}$; $n = 11580 \text{ об}/\text{мин}$; $M_u^I = 0,684$); 2 — пересчет с воздуха на природный газ по приближенной методике [1]; 3 — пересчет с воздуха на природный газ по уточненной методике [2].

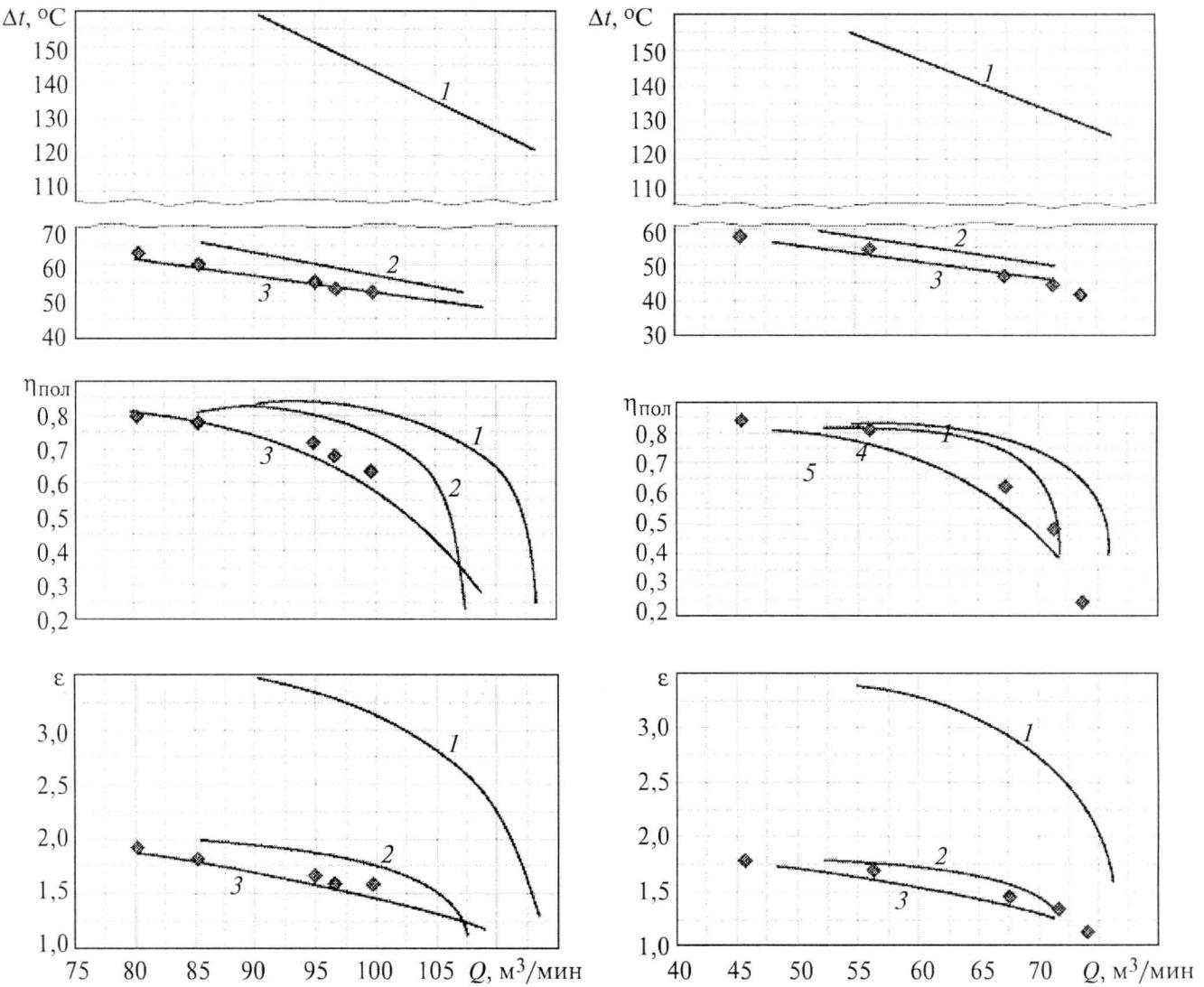


Рис. 2. Газодинамические характеристики нагнетателя 95-81-1:

слева — ЦНД при начальных условиях: $Rz = 503 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $k = 1,30$; $T_h = 313 \text{ К}$; $n = 10980 \text{ об/мин}$; $M_u^I = 0,496$;
справа — ЦВД при начальных условиях: $Rz = 503 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $k = 1,27$; $T_h = 370 \text{ К}$; $n = 10980 \text{ об/мин}$; $M_u^I = 0,461$,

♦ — данные испытаний на природном газе на Березниковском азотно-туковом заводе

Отметим, что пересчет по уточненной методике справедлив при соблюдении следующих условий:

- пересчет ГДХ должен осуществляться в автомодельной области по условному числу Маха M_u , т. е. при пересчете с одних условий на другие безразмерные характеристики ступеней должны оставаться неизменными (указанное ограничение относится и к приближенной методике пересчета);
- представленный алгоритм справедлив для газов, подчиняющихся уравнению Клапейрона–Менделеева (совершенные газы), поэтому удовлетворительное согласование результатов расчета и опытов для природного газа является частным случаем;

— при сжатии реального газа расчеты [2] усложняются, прежде всего, из-за необходимости отыскания показателя политропы m , входящего в уравнение

$$\sigma \left(\varepsilon^{1/\sigma} - 1 \right) = \frac{\eta_{\text{полн}} \Delta i}{z_h R T_h}$$

в неявном виде

$$\sigma = \frac{m}{m-1}.$$

Для поступенчатого пересчета ГДХ при сжатии реальных газов требуется разработка отдельной методики.

На основании проделанной работы можно сделать следующие выводы:

1. Методика, учитывающая изменение соотношений между параметрами ступеней многоступенчатой ПЧ, обеспечила высокую точность пересчета кривых $\varepsilon = f(Q)$ и $\Delta t = f(Q)$; использование приближенной методики привело к погрешности в расчете Δt до 10 % и, следовательно, неточности определения мощности на муфте привода.

2. Форма кривых $\varepsilon = f(Q)$ и $\Delta t = f(Q)$, полученных при пересчете по уточненной методике, совпадает с формой соответствующих экспериментальных кривых.

Отмеченные обстоятельства дают основания рекомендовать уточненную методику для пересчета ГДХ многоступенчатой ПЧ для каждого нового значения R_0 , k_0 ,

n_0 , T_{n0} в относительно широком диапазоне изменения последних (в частности, для пересчета ГДХ нагнетателей природного газа с воздуха на газ).

Список литературы

1. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. — Л.: Машиностроение, 1981.
2. Ден Г. Н., Куликов В. М. О критериях подобия при сжатии реальных газов. Моделирование проточных частей и пересчет газодинамических характеристик ЦКМ на иные условия работы // Турбины и компрессоры. 2000. № 1, 2.
3. Ден Г. Н., Малышев А. А., Гнатюк И. В. К обработке результатов испытаний ЦКМ для сжатия реальных газов // Турбины и компрессоры. 2000. № 4.