

Objectives of the work: 1 As a result of incineration of waste and many other production processes, flue gases are formed. They often contain pollutants such as sulfur oxides ($SO_2 + SO_3$), hydrochloric acid (HCl) or hydrogen fluoride (HF), as well as heavy metals, dioxins and furans. Lime, hydrated lime and limestone based products effectively absorb harmful impurities, and in combination with other components, so-called polluting microorganisms are also removed.

2 The flue gas cleaning system consists of a bag filter, a cooling tower and a desulfurization column. The main function of this system is to clean flue gas from unburned coke dust and sulfur dioxide. Cooled and cleaned of harmful substances flue gas through a chimney is thrown into the atmosphere.

УДК 662.76

В. В. Рындин¹, Р. М. Дюсова², А. Е. Жумабеков³^{1,2}к.т.н., профессор, кафедра «Механики и нефтегазового дела»;²м.т.н., преподаватель; ³магистрант, Павлодарский государственный университет имени С. Торайгырова, г. Павлодарe-mail: ²riza92@bk.ru

НАГНЕТАТЕЛИ ПРИРОДНОГО ГАЗА И ИХ РАСЧЁТ

На магистральных газопроводах для перекачки больших объёмов природного газа используют газоперекачивающие агрегаты (ГПА), состоящие из газотурбинной установки и центробежного нагнетателя. Основной задачей расчёта ГПА является определение его энергетических показателей работы, т.е. расходуемой мощности, коэффициента полезного действия, затрат топливного газа на компримирование с целью оценки технического состояния газоперекачивающего агрегата на основе нормативных отраслевых показателей и оценки эффективности принятых режимов работы. Такие расчёты производятся с использованием электронных таблиц (Excel). Запись программ, созданных в электронных таблицах, не является наглядной и проверить формулы и изменить их затруднительно даже самому разработчику программы. Этим недостатком лишена новая математическая система Mathcad.

В статье даётся анализ отличительных особенностей газоперекачивающих агрегатов. Написана программа расчёта центробежного нагнетателя в системе Mathcad, позволяющая автоматизировать расчёт центробежного нагнетателя и исследование режимов его работы. Цель статьи – привлечь внимание проектировщиков магистральных газопроводов к использованию в своих расчётах системы Mathcad.

Ключевые слова: нагнетатели природного газа, газоперекачивающий агрегат, система Mathcad, газотурбинные установки.

ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день газоперекачивающие агрегаты (ГПА), применяемые для компримирования газа на компрессорных станциях, по типу привода подразделяются на три основные группы: газотурбинные установки (ГТУ), электроприводные агрегаты (ЭГПА) и газомотокомпрессорные

установки (ГМК). К первой группе относятся ГПА с приводом центробежного нагнетателя от газовой турбины; ко второй – агрегаты с приводом от электродвигателя и к третьей группе – агрегаты с приводом от поршневых двигателей внутреннего сгорания, использующих в качестве топлива природный газ. К агрегатам первой группы – основного вида привода компрессорных станций – относятся: стационарные, авиационные и судовые газотурбинные установки.

Нагнетателями природных газов принято называть лопаточные компрессорные машины с отношением давлений при сжатии 1,1–1,3 (и более) и не имеющие специальных устройств для охлаждения газа в процессе его сжатия.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Все нагнетатели условно можно разделить на два класса: неполнонапорные (одноступенчатые) (рисунок 1) и полнонапорные (рисунок 2). Первые, имеющие степень сжатия в одном нагнетателе 1,25–1,27, используются при последовательной схеме компримирования газа на КС, вторые – полнонапорные, имеющие степень сжатия 1,45–1,51, используются при коллекторной схеме обвязки компрессорной станции.

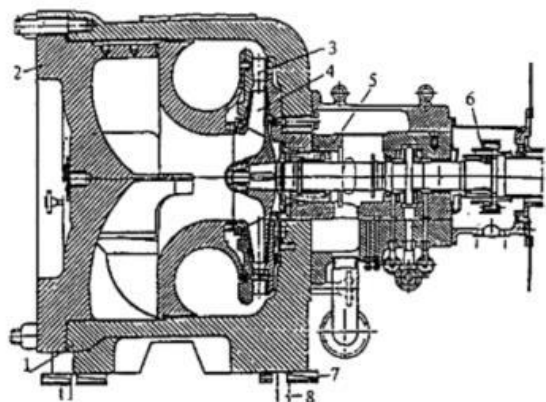


Рисунок 1 – Неполнонапорный одноступенчатый нагнетатель 370-18 агрегата ГТК-10-4

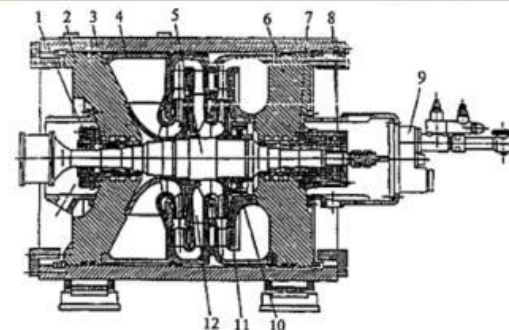


Рисунок 2 – Полнонапорный двухступенчатый нагнетатель НЦ-16/76 агрегата ГПА У16

Важной характеристикой нагнетателя является его подача. Применительно к газопроводу различают объемную Q , м³/мин, массовую G , кг/ч и коммерческую подачу газа Q_k , млн м³/сут. Перевод одних величин в другие осуществляется с использованием уравнения Клапейрона с поправкой на сжимаемость газа z :

$$pV = zRT, \quad pQ = zGRT.$$

Коммерческая подача Q_k определяется по параметрам состояния во всасывающем патрубке, приведенным к стандартным условиям ($T_{ст} = 293,15^\circ\text{K}$; $p_{ст} = 101\,325\text{ Па}$). Для определения коммерческой подачи используется уравнение Клапейрона для стандартных условий в виде:

$$p_{ст} V_{ст} = RT_{ст}; \quad Q_k = G / \rho_{ст}; \quad \rho_{ст} = p_{ст} / RT_{ст}.$$

Каждый тип нагнетателя характеризуется своей характеристикой, которая строится при его натурных испытаниях. Под характеристикой нагнетателей принято понимать зависимость степени сжатия ε , политропного КПД ($\eta_{пол}$) и удельной приведенной мощности (N_i / ρ_n) от приведенного объемного расхода газа $Q_{пр}$. Строятся такие характеристики для заданного значения газовой постоянной $R_{пр}$, коэффициента сжимаемости $z_{пр}$, показателя адиабаты, принятой расчетной температуры газа на входе в нагнетатель T_n в принятом диапазоне изменения приведенной относительной частоты вращения $(n/n_0)_{пр}$. Типовая характеристика нагнетателя типа 370-18-1 приведена на рисунке 3. Характеристики других типов имеют такой же вид, как для неполнонапорных, так и для полнонапорных нагнетателей.

Пользуются характеристиками следующим образом. Зная фактические значения величин R , z , T_n и n для данных условий, по соотношению (1)

$$\left(\frac{n}{n_0}\right)_{\text{пр}} = \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{z_{\text{пр}} R_{\text{пр}} T_{\text{пр}}}{z_{\text{в}} R T_{\text{в}}}} \quad (1)$$

определяют приведённую относительную частоту вращения нагнетателя $(n/n_0)_{\text{пр}}$.

По известной степени сжатия находят приведённый объёмный расход газа $Q_{\text{пр}}$, по формуле (2)

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\text{в}} \frac{n_0}{n}, \quad (2)$$

а затем по соответствующим кривым (рисунок 3) определяют политропный КПД $\eta_{\text{пол}}$ и приведённую внутреннюю мощность нагнетателя $(N_i/\rho_n)_{\text{пр}}$.

Расчётный приведённый расход газа $Q_{\text{пр}}$ для нагнетателей должен быть примерно на 10–12 % больше крайних левых значений расхода, соответствующего условиям начала срыва потока газа по нагнетателю (зоне помпажа). На рисунке 3 этому соответствует подача газа ~360 м³/мин.

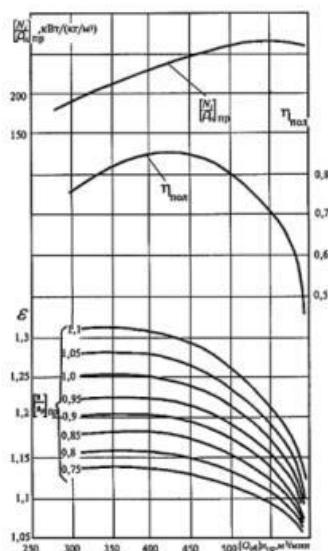


Рисунок 3 – Приведённые характеристики нагнетателя 370-18-1 при $[T_n]_{\text{пр}} = 288 \text{ K}$; $z_{\text{пр}} = 0,9$; $R_{\text{пр}} = 490 \text{ Дж/(кг·К)}$

Наличие приведённых характеристик при эксплуатации газотурбинного привода позволяет обслуживающему персоналу выбирать наилучший режим работы в зависимости от конкретных условий. Ниже дан пример расчёта центробежного нагнетателя типа 370-18-1 по методике ВНИИГАЗ [1] в системе Mathcad, последняя широко используется на кафедре механики и нефтегазового дела ПГУ им. С. Торайгырова.

Программа расчёта нагнетателя типа 370-18-1 в системе Mathcad.

Краткая инструкция по применению системы Mathcad изложена в монографии [3]; знак := (двоеточие и равно) означает действие присваивания; знак = (равно) показывает заданное ранее числовое значение величины или получаемое по формуле; для отделения десятичных от целых ставится точка, а не запятая; всё ниже написанное входит в содержание программы расчёта в системе Mathcad.

Дано:

Номинальная частота вращения ротора нагнетателя 370-18-1	$n_0 := 4800 \text{ мин}^{-1}$
Рабочая частота вращения ротора	$n := 4500 \text{ мин}^{-1}$
Начальное давление на входе в нагнетатель	$P_n := 5 \text{ МПа}$
Конечное давление на выходе из нагнетателя	$P_k := 5.9 \text{ МПа}$
Температура газа на входе	$T_n := 288.2 \text{ К}$
Удельная газовая постоянная природного газа	$R := 495 \text{ Дж/(кг·К)}$
Молярная газовая постоянная (универсальная)	$R_u := 8314.5 \text{ Дж/(кг·К)}$
Удельная газовая постоянная воздуха	$R_v := 287 \text{ Дж/(кг·К)}$
Стандартные условия	$\rho_{\text{ст}} := 101325 \text{ Па}$ $T_{\text{ст}} := 293.15 \text{ К}$

Решение

Относительная плотность газа по воздуху

$$\Delta := \frac{R_v}{R} = 0.58.$$

Плотность воздуха при стандартных условиях

$$\rho_{\text{в.ст}} := \frac{P_{\text{ст}}}{R_v \cdot T_{\text{ст}}} = 1.2043 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность газа при стандартных условиях

$$\rho_{\text{ст}} := \Delta \cdot \rho_{\text{в.ст}} = 0.698 \text{ кг/м}^3.$$

Псевдокритические температура и давление

$$T_{ПК} := 155.24 \cdot (0.564 + \rho_{ст}) = 195.954 \text{ К};$$

$$P_{ПК} := (0.1773 \cdot 26.831 - \rho_{ст}) = 4.059 \text{ МПа}.$$

Значения давления и температуры, приведенные к условиям на входе в нагнетатель

$$P_{ПР} := \frac{P_H}{P_{ПК}} = 1.232;$$

$$T_{ПР} := \frac{T_H}{T_{ПК}} = 288.2.$$

Коэффициент сжимаемости газа на входе в нагнетатель

$$z_H := 1 - \frac{0.0241 \cdot P_{ПР}}{1 - 1.68 \cdot T_{ПР} + 0.78 \cdot T_{ПР}^2 + 0.0107 \cdot T_{ПР}^3} = 0.881.$$

Плотность газа на входе в нагнетатель

$$\rho_H := \frac{P_H \cdot 10^6}{z_H \cdot R \cdot T_H} = 39.763 \text{ кг/м}^3.$$

Степень сжатия в нагнетателе

$$\varepsilon := \frac{P_K}{P_H} = 1.18.$$

Задаём приведённые параметры на входе в нагнетатель согласно рисунку 3

$$T_{ПР} := 288 \text{ К}; \cdot z_{ПР} := 0.9; \cdot R_{ПР} := 490 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Приведённая относительная частота вращения ротора нагнетателя (визуализация подставляемых значений в формулу: $n=4500$ $n_0=4800$ $R=495$ $T_H=288.2$ $z_H=0.881$)

$$\left(\frac{n}{n_0}\right)_{ПР} := \frac{n}{n_0} \cdot \sqrt{\frac{z_{ПР} \cdot R_{ПР} \cdot T_{ПР}}{z_H \cdot T_H \cdot R}} = 0.942.$$

С использованием приведённой характеристики нагнетателя (рисунок 3) при найденных значениях $\varepsilon = 1.18$ и приведённой частоте вращения 0.942 определяется приведенная объемная производительность (объемная подача)

$$Q_{ПР} := 505 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Приведенная относительная внутренняя мощность, потребляемая нагнетателем и его политропический КПД при $Q_{ПР} = 505 \text{ м}^3/\text{мин}$ по характеристике (рисунок 3) составят:

$$\left(\frac{N_i}{Q_{ПР}}\right)_{ПР} := 310 \text{ кВт/(кг·м}^3\text{)}; \quad \eta_{пол} := 0.8.$$

Обозначаем $N_{ПР} := 310 \text{ кВт/(кг·м}^3\text{)}.$

Фактическая производительность нагнетателя

$$Q := Q_{ПР} \cdot \frac{n}{n_0} = 473.438 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Объемный или «коммерческий» расход, приведенный к стандартным условиям, определяется соотношением

$$Q_K := \frac{1440 \cdot Q \cdot \rho_H}{\rho_{ст} \cdot 10^6} = 38.822 \text{ млн м}^3/\text{сут}.$$

Внутренняя мощность, потребляемая нагнетателем

$$N_i := \rho_H \cdot N_{ПР} \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^3 = 10156.7 \text{ кВт}.$$

Механические потери мощности в системе с ГПА, принимаемые в расчетах для этого типа агрегатов на уровне 100 кВт [2]

$$N_{мех} := 100 \text{ кВт}.$$

Мощность на муфте привода

$$N_e := N_i + N_{мех} = 10256.7 \text{ кВт}.$$

ВЫВОДЫ

1 Описаны особенности конструкции газоперекачивающих агрегатов, рассмотрены их виды.

2 Написана программа расчёта центробежного нагнетателя в системе Mathcad, позволяющая автоматизировать расчёт центробежного нагнетателя и проводить исследование режимов его работы.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Щуровский, В. А. и др. Методические указания по проведению теплотехнических и газодинамических расчётов при испытаниях газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. – М. : ВНИИГАЗ, 1999. – 26 с. : ил.

2 Козаченко, А. Н. Эксплуатация компрессорных станций магистральных газопроводов / А. Н. Козаченко. – М. : Нефть и газ, 1999. – 463 с.

3 Макушев, Ю. П. Интегральное и дифференциальное исчисления в приложении к технике : монография / Ю. П. Макушев, Т. А. Полякова, В. В. Рындин, Т. Т. Токтаганов. – Павлодар : Кереку, 2013. – 330 с.

Материал поступил в редакцию 18.09.17.

V. V. Ryndin, R. M. Dyussova, A. U. Jumabekov

Табиғи газды сығымдағыштар және олардың есебі

С. Торайғыров атындағы
Павлодар мемлекеттік университеті, Павлодар қ.
Материал 18.09.17 баспаға түсті.

V. V. Ryndin, R. M. Dyussova, A. U. Jumabekov

Superchargers of natural gas and their calculation

S. Toraighyrov Pavlodar State University, Pavlodar.
Material received on 18.09.17.

Табиғи газды магистральдық газ құбыры газ айдау агрегаттары (ГАА) тепкіш компрессорын бастырмалатқышты орнату және газды-турбиналы тұратын үлкен көлемді айдау үшін пайдаланады. Оның негізгі міндеті ГАА есептеу энергетикалық жұмыс көрсеткіштерін айқындау болып табылады, нақты айтқанда пайдалы әсер коэффициентін тұтынатын қуатын, газды, шығындар мен тиімділігін бағалау негізінде қабылданған нормативтік техникалық жай-күйін бағалау мақсатында отынды тығыз басып газ айдау агрегаттың салалық көрсеткіштерінің жұмыс режимдері. Мұндай есептеу электрондық кестелерді пайдалану арқылы жүргізіледі (Excel). Жазба бағдарламалар мен тексеру үшін құрылған электрондық кестеде формулалар мен көрінекі болып табылмайды, тіпті құрастырушысының өзіне де бағдарламаларды өзгерту қиын. Жаңа математикалық жүйесі осы олқылықтарды Mathcad айырылады.

Мақалада газ агрегаттардың айрықша ерекшеліктері талдау беріледі. Бағдарламасы бастырмалатқышты Mathcad автоматтандыруға мүмкіндік беретін олардың жұмыс режимдерін бастырмалатқышты тепкіш компрессорын есебі жүйесінде жазылып тепкіш компрессорын есептеу және зерттеу. Мақаланың мақсаты – магистральдық газ құбырлары жобалаушыларын өз

пайдалану есеп айырысу Mathcad жүйесін пайдалануға назарларын аудару.

On the main gas pipelines for transfer of large volumes of natural gas use the gas-compressor unit (GCU) consisting of gas-turbine installation and the centrifugal supercharger. A primal problem of calculation of GCU is definition of its power indices of work, i.e. the spent power, an efficiency, costs of fuel gas of compression for the purpose of assessment of technical condition of the gas-distributing unit on the basis of normative branch indices and assessment of effectiveness of the accepted duties. Such calculation are made with use of spreadsheets (Excel). Record of the programs created in spreadsheets is not visual, it is difficult to check formulas and to change them even to the developer of the program. The new mathematical Mathcad system is deprived of these shortcomings.

In the article the analysis of distinctiveness of gas-distributing units is given. The program of calculation of the centrifugal supercharger in the Mathcad system allowing to automate calculation of the centrifugal supercharger and a research of the modes of its work is written. The purpose – to draw an attention of designers of the main gas pipelines to use of the article is the Mathcad system in the calculations.

