

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт природных ресурсов
Направление – Нефтегазовое дело
кафедра геологии и разработки нефтяных месторождений

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
Повышение эффективности использования попутного нефтяного газа низкого давления на Казанском нефтегазоконденсатном месторождении

УДК 665.612.2 (571.16)

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5В	Мостокалов Кирилл Алексеевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Зятиков Павел Николаевич	д.т.н		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Шарф Ирина Валерьевна	к.э.н, доцент		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Немцова Ольга Александровна			

Консультант лингвист

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Айкина Татьяна Юрьевна	к.ф.н.		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Зав.каф., ГРHM	Чернова Оксана Сергеевна	к. г.-мин. н, доцент		

Томск – 2017 г.

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ.....	3
Аннотация	6
ASSOCIATED PETROLEUM GAS. NATURAL GAS COMPRESSION	11
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	28

ВВЕДЕНИЕ

Путь модернизации и перехода к устойчивому развитию Российской Федерации, во многом взаимосвязан с введением прорывных инновационных технологий, но так же и с более энергоэффективным использованием имеющихся природных ресурсов. Примером энергоэффективного использования природных ресурсов служит попутный нефтяной газ (ПНГ), который извлекается вместе с добываемой. Примерно до 2005 года, попутный нефтяной газ для всех недропользователей являлся не ценным ресурсом и рассматривался, как побочный продукт нефтедобычи и самым простым методом использования являлось — факельное сжигание на нефтепромыслах. Россия, до недавнего времени являлась мировым лидером по объему сжигания ПНГ. Помимо экономических потерь от сжигания ценного ресурса, сжигание попутного нефтяного газа наносит существенный вред окружающей среде и человеку, а также вносит вклад в процесс изменения климата.

Власти нашей страны давно озаботились проблемой утилизации ПНГ. Ещё в 2007 году президент России Владимир Путин поставил задачу эффективного использования попутного газа. Тогда он распорядился, чтобы к 2012 году все компании довели уровень утилизации до 95%. Сделать этого не удалось из-за экономического кризиса 2008 года. Изменить тенденцию удалось только 2013 года, благодаря тому, что правительство России утвердило высокие штрафы за сжигание ПНГ. Благодаря повышению штрафных выплат, инвестиции в модернизацию технологий по утилизации ПНГ возросли примерно в два раза, по словам министра природных ресурсов Сергея Донского.

Развитие данного направления может способствовать повышению экономической и экологической эффективности нефтяного сектора, развитию газонефтехимии, реализации государственных задач в сфере повышения энергоэффективности и импортозамещения. Внешними

стимулами для рационального использования ПНГ являются международное сотрудничество, вступление России во Всемирную торговую организацию и ожидаемое присоединение к Организации экономического сотрудничества и развития. Это требует внедрения международных стандартов: экологической ответственности товаропроизводителей, экологичности и энергоэффективности производства [1].

Постановлением Правительства Российской Федерации от 8 января 2009 №7 «О мерах по стимулированию сокращения загрязнения атмосферного воздуха продуктами сжигания попутного нефтяного газа на факельных установках» был установлен целевой показатель сжигания ПНГ на факельных установках на 2012 г. и последующие годы в размере не более 5% от объема добытого попутного нефтяного газа [2].

В середине 2000-х годов в России сжигалось 25-30% добываемого ПНГ, в 2011 г. – 25%, в 2012 – 24%. По итогам первого квартала 2013 г., согласно результатам анализа предоставленной недропользователями информации, показатель полезного использования ПНГ составил 85,8%, то есть сжигается менее 15%.[4].

До 2011 года на изучаемом нефтегазоконденсатном месторождении, принадлежащем ОАО «Томскгазпром» попутный нефтяной газ, получаемый при подготовке нефти, направлялся на сжигание на факельных установках высокого и низкого давления. Последствия сжигания ПНГ приводили к загрязнению атмосферного воздуха продуктами сгорания и образованию парниковых газов, что неблагоприятно сказывается на состоянии окружающей среды и здоровье людей.

В рамках проекта утилизации попутного нефтяного газа в рамках исследуемого месторождения, 25 августа 2011 года была введена в эксплуатацию система использования попутного нефтяного газа, которая предусматривает компримирование ПНГ высокого давления на

газокомпрессорной станции и его транспорт по газопроводу до установки комплексной подготовки газа. Ввод в эксплуатацию системы использования попутного нефтяного газа на месторождении позволил подготавливать дополнительно товарный газ в объеме около 490 млн. куб. м газа в год и сжигать на факельных установках высокого давления только запально-затворный газ.

Целью данной выпускной работы является повышение степени использования попутного нефтяного газа низкого давления после конечной ступени сепарации, методом компримирования.

Задачи

- изучить общие сведения о месторождении
- изучить существующую технологию подготовки нефти
- изучить основные способы утилизации попутного нефтяного газа и рассмотреть возможность их применения на рассматриваемом месторождении;
- модернизировать технологию подготовки нефти для повышения степени использования нефтяного газа
- рассчитать экономическую эффективность применения БКС.

Защищаемое положение

Применение ротационно-пластинчатого компрессора для повышения давления попутного нефтяного газа конечной ступени сепарации установки подготовки нефти на изучаемом нефтегазоконденсатном месторождении позволяет:

- а) реализовать метод компримирования для подготовки газа низкого давления
- б) довести степень использования газа до 99%

АННОТАЦИЯ

В первой части дипломного проекта рассматриваются общие геолого-физические характеристики месторождения.

Рассматриваемое месторождение располагается в южной части Томской области. Участок месторождения относится к району Васюганской нефтегазоносной области. Климат в районе месторождения континентальный, с холодной зимой и коротким жарким летом. В районе месторождения выпадает избыточное количество осадков. Первые сейсморазведочные работы проведены в 1965-1966 гг., в дальнейшем геологические исследования проводились в период 1977-1978 гг., 1995-1998 гг. Промышленная нефтегазоносность связана в основном с терригенными отложениями пластов тюменской и васюганской свит (пласты $Ю_1^1$, $Ю_1^{3-4}$, $Ю_3$, $Ю_4$, $Ю_1^2$). На 01.01.09 на государственном балансе находилось пять продуктивных пластов: ($Ю_1^1$), газоконденсатные ($Ю_1^{3-4}$, $Ю_3$, $Ю_4$) и нефтегазоконденсатный ($Ю_1^2$).

Во второй части дипломного проекта, рассматривается технология подготовки нефти на УПН.

Технологическая схема УПН обеспечивает безопасную эксплуатацию, возможность ремонта, проведения необходимых исследований, разгазирование продукции скважин, сбор и хранение нефти в резервуарах, замер товарной продукции и выдачу ее потребителю.

На УПН последовательно проводятся следующие технологические операции:

- прием нефтегазоводяной смеси;
- сепарация нефти в две ступени;
- обезвоживание и обессоливание;
- сепарация на концевой ступени;
- сжигание аварийных и постоянных сбросов на факелах высокого и низкого давления;

- прием и учет товарной нефти;

Контроль и управление работой оборудования УПН, включая предупредительную и аварийную сигнализацию, блокировку при аварийных ситуациях, осуществляется АСУ ТП в соответствии с рабочими программами и технологическими требованиями в автоматическом режиме и дистанционно оператором из помещения операторной, входящей в состав служебно-эксплуатационного блока (СЭБ).

В третьей части дипломного проекта, рассматриваются основные методы использования попутного нефтяного газа на месторождении, выбор наиболее рационального способа его использования в рамках рассматриваемого месторождения, а так же проблемы возникающие в результате нерационального использования попутного газа.

Сделан вывод, сжигание попутного нефтяного газа на факельных установках связано с большими экономическими потерями и экологическими рисками. Найти эффективные решения использования ПНГ – задача любого нефтедобывающего государства.

Существует масса вариантов использования ПНГ, которые определяются в зависимости от следующих факторов:

- параметров ПНГ (производительность, состав, давление);
- развитости инфраструктуры;
- удаленности от ГПЗ;
- возможности транспорта ПНГ или продуктов его переработки к

потребителю.

Исходя из данных факторов, основными направлениями использования ПНГ в рамках текущего месторождения, может быть:

- использование газа и продуктов его переработки в районах добычи для удовлетворения технологических нужд промыслов и местных потребностей в энергоресурсах;
- использование в качестве топлива на электростанциях;

- переработка на газоперерабатывающих заводах с получением газохимической продукции. Этот вариант рассматривается в случае выделения значительных и стабильных объемов ПНГ;
- закачка ПНГ в продуктивные нефтяные пласты для повышения пластового давления и нефтеотдачи (сайклинг-процесс). Этот метод характеризуется высокими затратами;
- поставка ПНГ отдаленным потребителям, например, для производства тепловой и электрической энергии, по трубопроводам или после соответствующей подготовки автомобильным или иным доступным транспортом.

В четвертой части дипломного проекта, рассматривается вопрос о выборе необходимого компрессора для текущего месторождения и техническое обоснование, почему выбран именно ротационно-пластинчатый компрессор. Мною подробно рассмотрены технические особенности работы двух видов компрессоров, винтового и роторно-пластинчатого.

В результате анализа выделено значительное преимущество ротационно-пластинчатых компрессоров перед винтовыми относительно задач по утилизации газов на текущем месторождении.

Преимущество ротационно-пластинчатого компрессора связано с тем, что температура газа на нагнетании значительно выше точки росы, образования конденсата не будет. Благодаря этому факту использование ротационного компрессора не должно вызывать проблем при эксплуатации.

Кроме выбора компрессора выделены факторы, влияющие на возникновение нерасчётных режимов работы компрессора, произведена количественная оценка неопределённости и неравномерности значений эксплуатации компрессорной установки в разные промежутки времени.

В пятой главе дипломного проекта рассматривается принцип работы блочной компрессорной станции.

Блочная компрессорная станция предназначена для компримирования газа, выделившегося в процессе окончательного

разгазирования нефти на концевых сепарационных установках УПН. КУ является изделием полной заводской готовности блочного типа. Основными элементами станции являются: блок компрессорных агрегатов, аппарат воздушного охлаждения тосола и блок управления, которые соединены между собой трубопроводами, силовыми и сигнальными кабелями.

В шестой главе дипломного проекта смоделирована текущая технологическая схема, с дальнейшей модернизацией с целью повышения эффективности использования нефтяного газа низкого давления после концевой сепарационной установки.

Для моделирования технологии подготовки нефти был использован программный комплекс HYSYS, позволяющий рассчитать термодинамические свойства и формировать схемы непосредственно на экране компьютера выбирая элементы из списка и соединяя их в определенном порядке. Ниже представлены таблицы, в которых приведены расчеты материального баланса до и после модернизации технологической схемы УПН.

Таблица 1 – Материальный баланс действующей технологической схемы

Приход			Расход		
	%	Количество, кг/ч		%	Количество, кг/ч
Сырая нефть	100	180045	Товарная нефть	65,03	117100
			Вода из С-2	27,75	49970
			Газ на ГКС	6,1	11000
			Газ на ФНД	1,12	1975
Итого	100	180045		100	180045

Таблица 2 – Материальный баланс модернизированной технологической схемы УПН с использованием рецикла газа второй ступени

Приход			Расход		
	%	Количество, кг/ч		%	Количество, кг/ч
Сырая нефть	100	180045	Товарная нефть	65,03	117100
			Вода из С-2	27,75	49970
			Газ на ГКС	7,22	12975
			Газ на ФНД	0	0
Итого	100	180045		100	180045

После модернизации существующей технологической схемы подготовки нефти, использование попутного нефтяного газа увеличилось в разы с 89,6 % до 99%.

В седьмой главе дипломного проекта рассматривается вопрос финансового менеджмента, ресурсоэффективности и ресурсосбережения.

В результате, получено что окупаемость проекта по внедрению компрессорной установки газа конечной ступени сепарации в технологическую схему УПН Казанского нефтегазоконденсатного месторождения составляет три года.

Прибыль компании будет увеличиваться благодаря сокращению штрафных выплат за негативное воздействие на окружающую среду, а так же за счет продажи дополнительного количества газа, который получается в результате уменьшения количества сжигаемого попутного нефтяного газа на факелах.

На основании фактов полученных ранее, а так же полученных в ходе расчета индекса экономической эффективности и индекса эффективности внедрения, можно сделать вывод, что инвестирование средств в данный проект является экономически оправданным.

1 ASSOCIATED PETROLEUM GAS. NATURAL GAS COMPRESSION

Associated petroleum gas

Associated petroleum gas (APG) is gas dissolved in oil. Associated petroleum gas is produced in the process of oil production, so it is actually a derivative. But APG itself is also a valuable raw material for further processing. APG is composed of light hydrocarbons. First of all, from methane which is major component of natural gas and from other heavier components such as ethane, propane, butane and others.

Associated petroleum gas should be separated from oil for the oil to comply with the applicable standards. For a long time, APG used to be a by-product for oil-companies, that's why the problem of its disposal was settled in rather an easy way – it was burnt.

Since 2008, politicians at the highest level in Russia have been actively working to make the country's economy more energy efficient. Goals have also been set for tackling one of the biggest problems of the fuel and energy industry: associated gas flaring. In particular, Government Decree 7 of January 8, 2009, "On measures to stimulate the reduction of air pollution from associated gas flaring products" states that from 2012 no more than 5% of APG output should be flared.

In November 2009, Dmitry Medvedev noted in his Presidential Address to the Federal Assembly that "One of the most glaring examples of ineffective energy resource use is the flaring of gas extracted alongside oil. This pollutes the environment and sends tens of billions of rubles up in smoke".

Although APG flaring is a problem for all oil-producing countries particularly in terms of the environmental damage and the waste of energy resources. Going by various sources, Russia flares 15-35 billion cubic meters (bcm) of associated petroleum gas a year.

Associated gas production and use

The bulk of APG production takes place in Western Siberia, which accounts for 45bcm, more than half of which is produced in Khanty-Mansi Autonomous Okrug (KhMAO). KhMAO, Yamalo-Nenets Autonomous Okrug (YNAO) and Eastern Siberia together produce roughly 80% of the APG. Thus, the new oil-producing regions are becoming new APG producing regions.

By statistical estimates, Khanty-Mansi Autonomous Okrug, with 33% of the national total, still flares the greatest volumes, but Eastern Siberia, with 31%, has almost caught up. YNAO and the Komi Republic, where considerable volumes of gas are flared in a relatively compact area, come third and fourth. Despite the increase in gas processing volumes, the volume of flaring in absolute terms is not flaring, since the utilization issue is not being tackled when operations at the new fields begin.

It is worth noting the large discrepancy between the regional figures for gas flaring and APG production: the absolute leader for APG production (KhMAO) flares just 0.3 bcm a year more than Eastern Siberia. However, Eastern Siberia produces 30.7 bcm less APG a year than KhMAO, according to 2010 data (Figure 1.1).

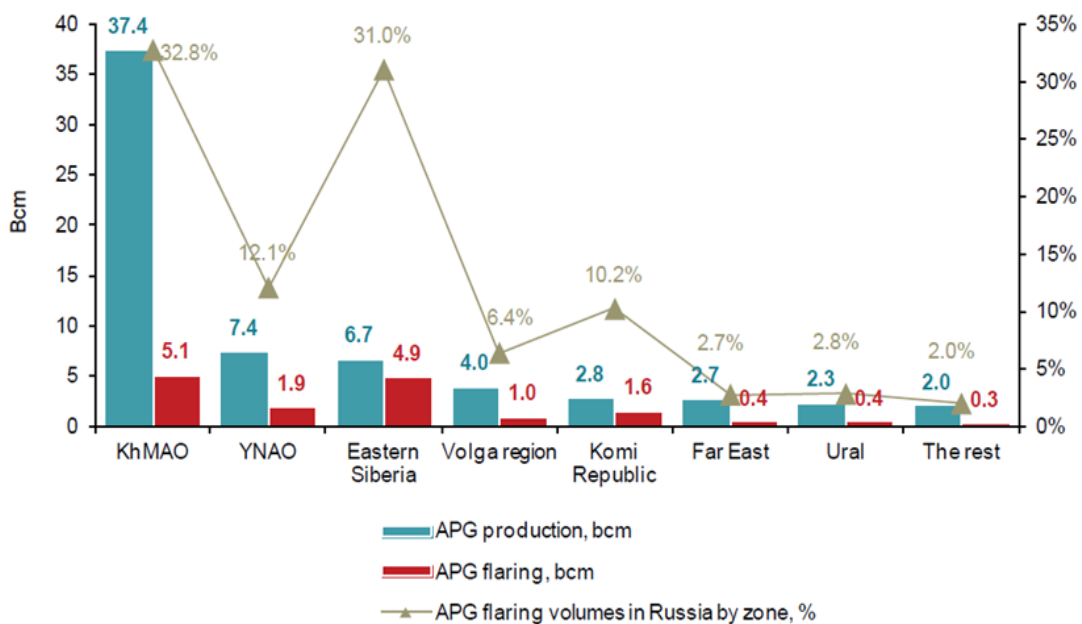


Figure 1.1 – APG production and flaring by zone in 2010

Hence, the following trend is being maintained: in the so-called “new” production regions (Nenets Autonomous Okrug (NAO), YNAO, and the north of Krasnoyarsk Krai), development and production funding significantly exceeds gas processing investment. For this reason, these regions will probably have the lowest level of APG use in the coming years. At the same time, traditional oil-producing regions such as KhMAO already recognize the consequences of inefficient APG use, and are acting to reduce associated gas flaring and increase utilization. Thus, KhMAO’s share of total flaring fell over the last one-two years.

Roughly 24% of the associated gas output is flared. The remaining 76% goes to consumers (13%), internal needs (15%) and a gas processing plant (48%). Thus, less than half the APG is suitably processed (Figure 1.2).

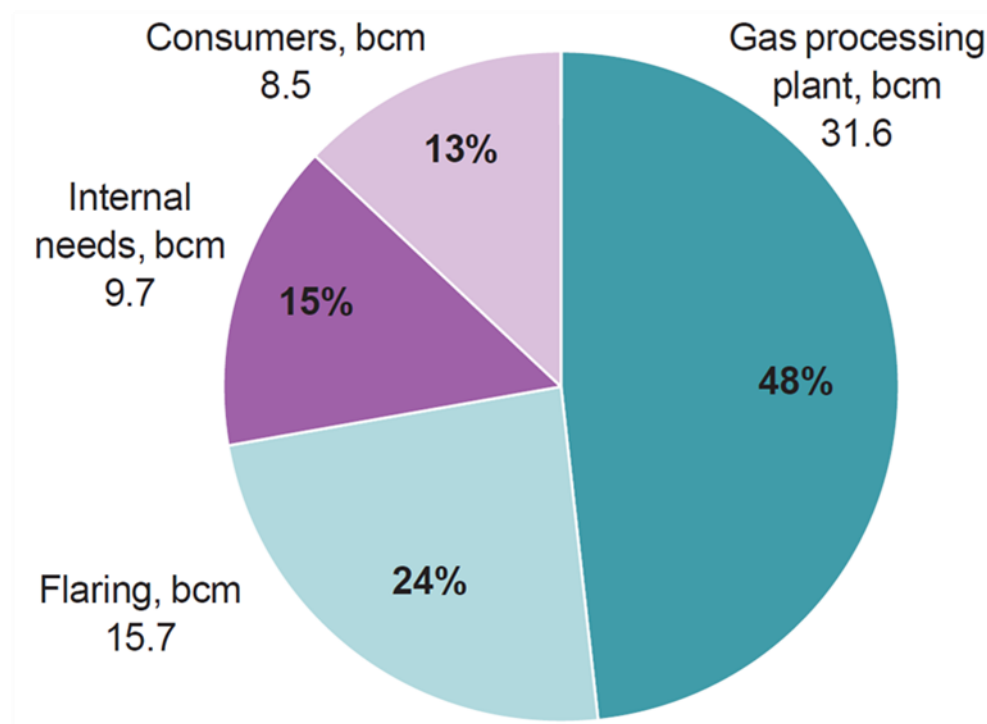


Figure 1.2 – APG use in 2010

The total volume of APG processed in Russia in 2010 was 31,6 bcm, including 17.5 bcm (56% of the national total for APG processing at gas processing plants (GPPs)) at Sibur plants, which process APG from most vertically-integrated oil companies in Western Siberia.

According to Sibur data, the leading sources of APG for processing are TNK-BP, Surgutneftegaz and Rosneft. 100% of the processed APG from Gazprom

neft and Slavneft, and more than 90% of the processed APG from TNK-BP, Rosneft and RussNeft, is processed at Sibur GPPs (Figure 1.3).

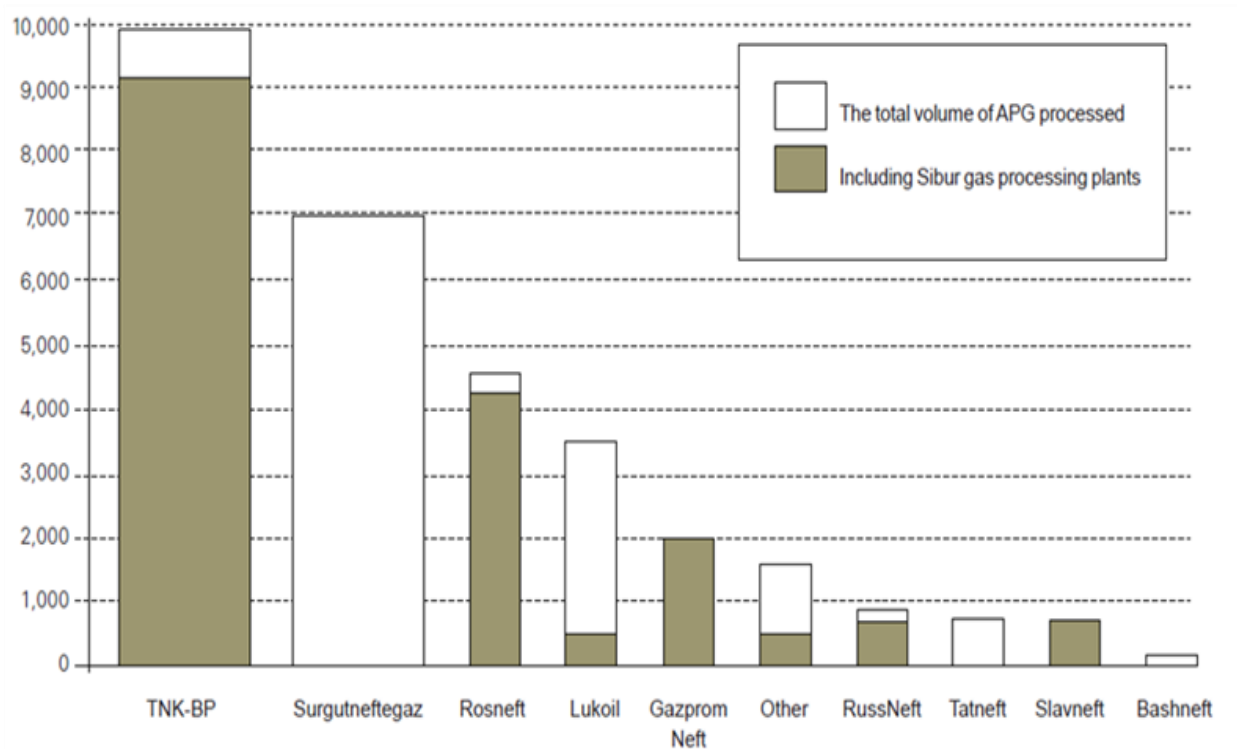


Figure 1.3 – APG processing in 2010

Thus, the growth in APG production and the delay in introducing infrastructure for utilizing it are leading to a situation where the new oil and gas provinces (Eastern Siberia and the Komi Republic) are flaring practically all their APG output. Given the rates of growth of associated gas production and the lack of processing facilities in the “new” region, as well as the reduction, in contrast, in flaring in KhMAO, it is possible that Eastern Siberia will become the leading flaring region in the near future. At present, the increase in APG processing volumes is the main factor contributing to the growth in production of petrochemical raw materials. The development of new fields in new regions (Eastern Siberia, the Komi Republic, the Yamal peninsula) is making it possible to create new major associated petroleum gas processing plants.

Natural gas compression

“Compression” is used in all aspects of the natural gas industry, including gas lift, reinjection of gas for pressure maintenance, gas gathering, gas processing operations (circulation of gas through the process or system), transmission and distribution systems, and reducing the gas volume for shipment by tankers or for storage. In recent years, there has been a trend toward increasing pipeline-operating pressures. The benefits of operating at higher pressures include the ability to transmit larger volumes of gas through a given size of pipeline, lower transmission losses due to friction, and the capability to transmit gas over long distances without additional boosting stations. In gas transmission, two basic types of compressors are used: reciprocating and centrifugal compressors. Reciprocating compressors are usually driven by either electric motors or gas engines, whereas centrifugal compressors use gas turbines or electric motors as drivers. The key variables for equipment selections are life cycle cost, capital cost, maintenance costs, including overhaul and spare parts, fuel, or energy costs. The unit level of utilization, as well as demand fluctuations, plays an important role. While both gas engines and gas turbines can use pipeline gas as a fuel, an electric motor has to rely on the availability of electric power. Due to the number of variables involved, the task of choosing the optimum driver can be quite involved, and a comparison between the different types of drivers should be done before a final selection is made. An economic feasibility study is of fundamental importance to determine the best selection for the economic life of a project. Furthermore, it must be decided whether the compression task should be divided into multiple compressor trains, operating in series or in parallel.

This chapter presents a brief overview of the two major types of compressors and a procedure for calculation of the required compression power, as well as additional and useful considerations for the design of compressor stations. All performance calculations should be based on inlet flange to discharge flange conditions. This means that for centrifugal compressors, the conditions at the inlet

flange into the compressor and the discharge flange of the compressor are used. For reciprocating compressors, this means that pressure losses at the cylinder valves, as well as pressure losses in pulsation dampeners, have to be included in the calculation. Additional losses for process equipment such as suction scrubbers or after coolers have to be accounted for separately.

Reciprocating compressors

A reciprocating compressor is a positive displacement machine in which the compressing and displacing element is a piston moving linearly within a cylinder. The reciprocating compressor uses automatic spring-loaded valves that open when the proper differential pressure exists across the valve. Figure 1.4 describes the action of a reciprocating compressor using a theoretical pressure-volume (PV) diagram. In position A, the suction valve is open and gas will flow into the cylinder (from point 1 to point 2 on the PV diagram) until the end of the reverse stroke at point 2, which is the start of compression. At position B, the piston has traveled the full stroke within the cylinder and the cylinder is full of gas at suction pressure. Valves remain closed. The piston begins to move to the left, closing the suction valve. In moving from position B to position C, the piston moves toward the cylinder head, reducing the volume of gas with an accompanying rise in pressure. The PV diagram shows compression from point 2 to point 3. The piston continues to move to the end of the stroke (near the cylinder head) until the cylinder pressure is equal to the discharge pressure and the discharge valve opens (just beyond point 3). After the piston reaches point 4, the discharge valve will close, leaving the clearance space filled with gas at discharge pressure (moving from position C to position D). As the piston reverses its travel, the gas remaining within the cylinder expands (from point 4 to point 1) until it equals suction pressure and the piston is again in position A.

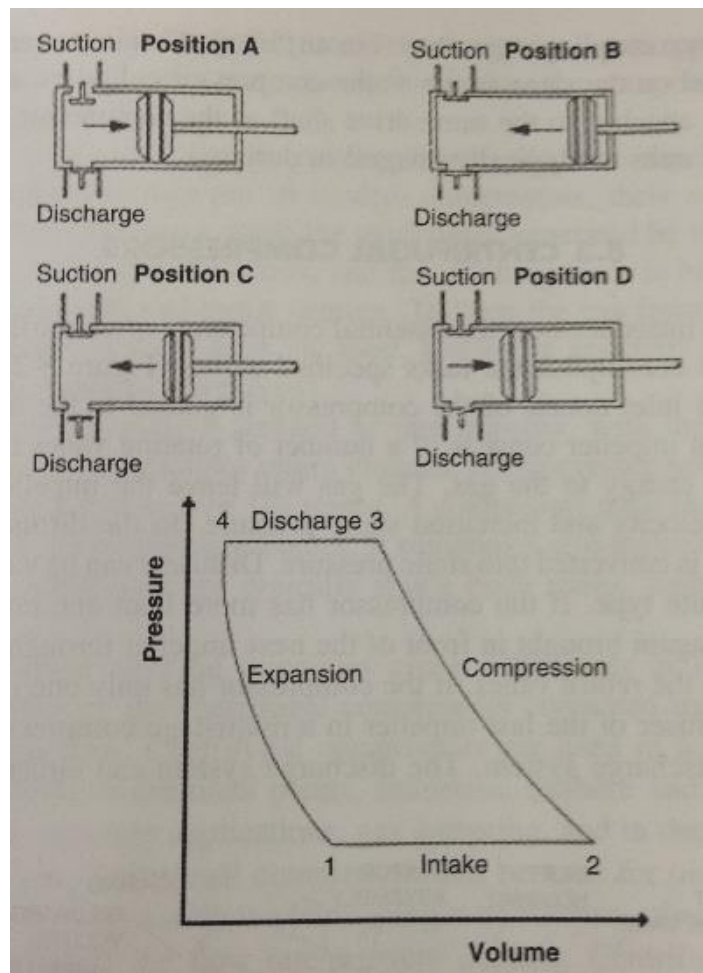


Figure 1.4 – Reciprocating compressor compression cycle

The flow to and from reciprocating compressors is subject to significant pressure fluctuations due to the reciprocating compression process. Therefore, pulsation dampeners have to be installed upstream and downstream of the compressor to avoid damages to other equipment. The pressure losses (several percent of the static flow pressure) of these dampeners have to be accounted for in the station design.

Reciprocating compressors are widely utilized in the gas processing industries because they are flexible in throughput and discharge pressure range. Reciprocating compressors are classified as either “high speed” or “slow speed.” Typically, high-speed compressors operate at speeds of 900 in 1200 rpm and slow-speed units at speeds of 200 to 600 rpm. High-speed units are normally “separable,” i.e., the compressor frame and driver are separated by a coupling or gearbox. For an “integral” unit, power cylinders are mounted on the same frame as

the compressor cylinders, and power pistons are attached to the same drive shaft as the compressor cylinders. Low-speed units are typically integral in design.

Centrifugal compressors

We want to introduce now the essential components of a centrifugal compressor that accomplish the tasks specified earlier (Figure 1.5). The gas entering the inlet nozzle of the compressor is guided to the inlet of the impeller. An impeller consists of a number of rotating vanes that impart mechanical energy to the gas. The gas will leave the impeller with an increased velocity and increased static pressure. In the diffuser, part of the velocity is converted into static pressure. Diffusers can be vaned, vaneless, or volute type. If the compressor has more than one impeller, the gas will be again brought in front of the next impeller through the return channel and the return vanes. If the compressor has only one impeller or after the diffuser of the last impeller in a multistage compressor, the gas enters the discharge system. The discharge system can either make use of a volute, which can further convert velocity into static pressure, or a simple cavity that collects the gas before it exits the compressor through the discharge flange.

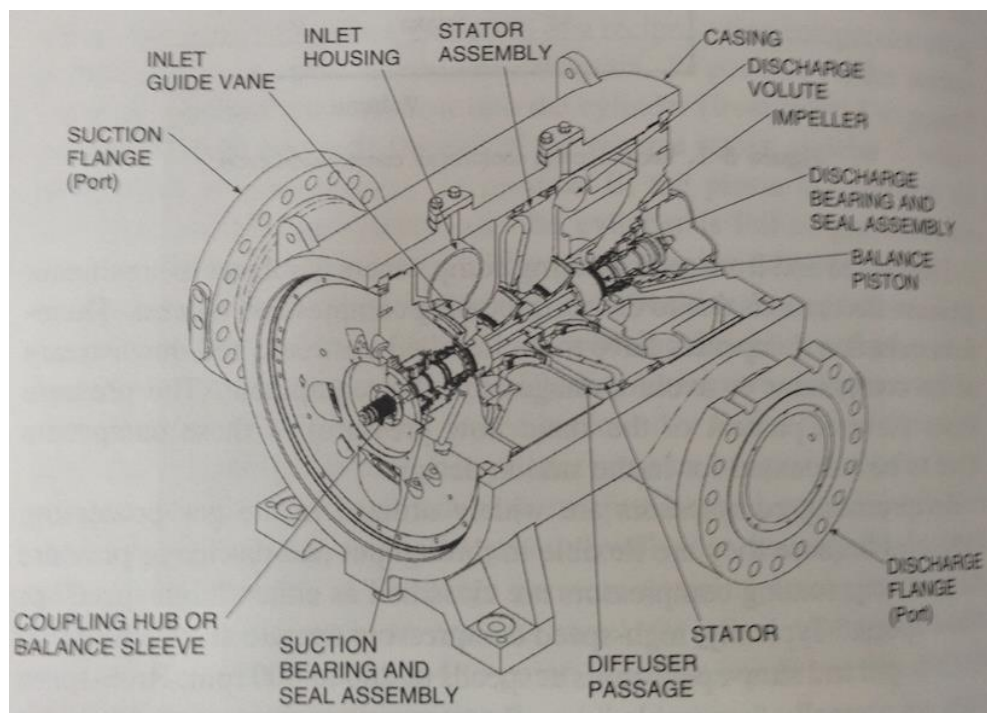


Figure 1.5 – Reciprocating compressor compression cycle

The rotating part of the compressor consists of all the impellers. It runs on two radial bearings (on all modern compressors, these are hydrodynamic tilt pad bearings), while the axial thrust generated by the impellers is balanced by a balance piston, and the resulting force is balanced by a hydrodynamic tilt pad thrust bearing. To keep the gas from escaping at the shaft ends, dry gas seals are used. The entire assembly is contained in a casing (usually barrel type).

A compressor stage is defined as one impeller, with the subsequent diffuser and (if applicable) return channel. A compressor body may hold one or several (up to 8 or 10) stages. A compressor train may consist of one or multiple compressor bodies. It sometimes also includes a gearbox. Pipeline compressors are typically single body trains, with one or two stages.

The different working principles cause differences in the operating characteristics of the centrifugal compressors compared to those of the reciprocating unit. Centrifugal compressors are used in a wide variety of applications in chemical plants, refineries, onshore and offshore gas lift and gas injection applications, gas gathering, and in the transmission of natural gas. Centrifugal compressors can be used for outlet pressures as high as 10,000 psia, thus overlapping with reciprocating compressors over a portion of the flow rate/pressure domain. Centrifugal compressors are usually either turbine or electric motor driven. Typical operating speeds for centrifugal compressors in gas transmission applications are about 14,000 rpm for 5000-hp units and 8000 rpm for 20,000-hp units.

Comparison between compressors

Differences between reciprocating and centrifugal compressors are summarized in the following way.

Advantages of a reciprocating compressor over a centrifugal machine include

- Ideal for low volume flow and high-pressure ratios
- High efficiency at high-pressure ratios

- Relatively low capital cost in small units (less than 3000 hp)
- Less sensitive to changes in composition and density

Advantages of a centrifugal compressor over a reciprocating machine include

- Ideal for high volume flow and low head
- Simple construction with only one moving part
- High efficiency over normal operating range
- Low maintenance cost and high availability
- Greater volume capacity per unit of plot area
- No vibrations and pulsations generated

Compressor selection

The design philosophy for choosing a compressor should include the following considerations.

- Good efficiency over a wide range of operating conditions
- Maximum flexibility of configuration
- Low maintenance cost
- Low life cycle cost
- Acceptable capital cost
- High availability

However, additional requirements and features will depend on each project and on specific experiences of the pipeline operator. In fact compressor selection consists of the purchaser defining the operating parameters for which the machine will be designed. The “process design parameters” that specify a selection are as follows.

1. Flow rate
2. Gas composition
3. Inlet pressure and temperature
4. Outlet pressure
5. Train arrangement

a. For centrifugal compressors: series, parallel, multiple bodies, multiple sections, intercooling, etc.

b. For reciprocating compressors: number of cylinders, cooling, and flow control strategy

6. Number of units

In many cases, the decision whether to use a reciprocating compressor or a centrifugal compressor, as well as the type of driver, will already have been made based on operator strategy, emissions requirements, general life cycle cost assumptions, and so on. However, a hydraulic analysis should be made for each compressor selection to ensure the best choice. In fact, compressor selection can be made for an operating point that will be the most likely or most frequent operating point of the machine. Selections based on a single operating point have to be evaluated carefully to provide sufficient speed margin (typically 3 to 10%) and surge margin to cover other, potentially important situations. A compressor performance map (for centrifugal compressors, this would be preferably a head vs flow map) can be generated based on the selection and is used to evaluate the compressor for other operating conditions by determining the head and flow required for these other operating conditions. In many applications, multiple operating points are available, e.g., based on hydraulic pipeline studies or reservoir studies. Some of these points may be frequent operating points, while some may just occur during upset conditions. With this knowledge, the selection can be optimized for a desired target, such as lowest fuel consumption.

Selections can also be made based on a “rated” point, which defines the most onerous operating conditions (highest volumetric flow rate; lowest molecular weight; highest head or pressure ratio; highest inlet temperature). In this situation, however, the result may be an oversized machine that does not perform well at the usual operating conditions.

Once a selection is made, the manufacturer is able to provide parameters such as efficiency, speed, and power requirements and, based on this and the knowledge of the ambient conditions (prevailing temperatures, elevation), can size

the drivers. At this point, the casing arrangement and the number of units necessary or desirable (flexibility requirements, growth scenarios and sparing considerations will play an important role in this decision) can be discussed.

Compression ratio

The compression ratio (CR) is the ratio of absolute discharge pressure to the absolute suction pressure. Mathematically

$$CR = \frac{p_2}{p_1} \quad (1)$$

By definition, the compression ratio is always greater than one. If in are “n” stages of compression and the compression ratio is equal on each stage, then the compression ratio per stage is given by

$$CR_{stage} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/n} \quad (2)$$

If the compression ratio is not equal on each stage, then Equation (2) should be applied to each stage.

The term compression ratio can be applied to a single stage of compression and multistage compression. When applied to a single compressor or a single stage of compression, it is defined as the stage or unit compression ratio; when applied to a multistage compressor it is defined as the overall compression ratio. The compression ratio for typical gas pipeline compressors is rather low (usually below 2), except for stations that feed into pipelines. These low-pressure ratios can be covered in a single compression stage for reciprocating compressor and in a single body (with one or two impellers) in a centrifugal compressor.

While the pressure ratio is a valuable indicator for reciprocating compressors, the pressure ratio that a given centrifugal compressor can achieve depends primarily on gas composition and gas temperature. The centrifugal compressor is better characterized by its capability to achieve a certain amount of head (and a certain amount of head per stage), From Equation (8-9) it follows that the compressor head translates into a pressure ratio depending on gas composition and suction temperature. For natural gas (SG = 0.58-0.65), a single centrifugal

stage can provide a pressure ratio of 1.4. The same stage would yield a pressure ratio of about 1.6 if it would compress air ($SG = 1.0$). The pressure ratio per stage is usually lower than the values given earlier for multistage machines. For reciprocating compressors, the pressure ratio per compressor is usually limited by mechanical considerations (roil loud) and temperature limitations. Reciprocating compressors can achieve cylinder pressure ratios of 3 to 6. The actual flange-to-flange ratio will be (due to the losses in valves and bottles) lower. For lighter gases (such as natural gas), the temperature limit will often limit the pressure ratio before the mechanical limits do. Centrifugal compressors are also limited by mechanical considerations (rotordynamics, maximum speed) and temperature limits. Whenever any limitation is involved, it becomes necessary to use multiple compression stages in series and intercooling. Furthermore, multistage compression may be required from a purely optimization standpoint. For example, with an increasing compression ratio, compression efficiency decreases and mechanical stress and temperature problems become more severe.

For pressure ratios higher than 3, it may be advantageous to install intercoolers between the compressors. Intercoolers are generally used between the stages to reduce the power requirements as well as to lower the gas temperature that may become undesirably high. Theoretically a minimum power requirement is obtained with perfect intercooling and no pressure loss between stages by making the ratio of compression the same in all stages. However, intercoolers invariably cause pressure losses (typically between 5 and 15 psi), which is a function of the cooler design. In the preliminary design, the pressure should be on the order of 10 psi for coolers (especially gas-to-air coolers, where the economics may be out of balance for lower pressure drop).

Note that an actual compressor with an infinite number of compression stages and intercoolers would approach isothermal conditions (where the power requirement of compression cycle is the absolutely minimum power necessary to compress the gas) if the gas were cooled to the initial temperature in the intercoolers.

Interstage cooling is usually achieved using gas-to-air coolers. The gas outlet temperature depends on the ambient air temporal. The intercooler exit temperature is determined by the cooling media. If ambient air is used, the cooler exit temperature, and thus the suction temperature to the second stage, will be about 20 to 30°F above the ambient dry bulb temperature. Water coolers can achieve exit temperature about 20°F above the water supply temperature, but require a constant supply of cooling water. Cooling towers can peroxide water supply temperatures of about wet bulb temperature plus 25°F.

For applications where the compressor discharge temperature is above some temperature limit of downstream equipment (a typical example is pipe coatings that limit gas temperatures to about 125 to 140°F) or has to be limited for other reasons (e.g., to not disturb the permafrost), an aftercooler has to be installed.

Compression design

Compressor design involves several steps. These include selection of the correct type of compressor, as well as the number of stages required. In addition depending on the capacity, there is also a need to determine the horsepower requirement for the compression.

Inlet flow rate

The compressor capacity is a critical component in determining the suitability of a particular compressor. We can calculate the actual gas flow rate at suction conditions using

$$Q_G = 0.0283 \frac{Z_1 T_1}{p_1} Q_{G,SC} \quad (3)$$

where Q_G represents an actual cubic feet per minute flow rate of gas, T_1 represents the suction temperature in °R, p_1 represents suction pressure in psia, and $Q_{G,SC}$ represents the standard volumetric flow rate of gas in MMSCFD.

Note that using the value of actual gas volumetric flow rate and discharge pressure, we can roughly determine the type of compressor appropriate for a

particular application. Although there is a significant overlap, however, some of the secondary considerations, such as reliability, availability of maintenance, reputation of vendor, and price, will allow one to choose one of the acceptable compressors.

Compression power calculation

Once we have an idea about the type of compressor we will select, we also need to know the power requirements so that an appropriate prime mover can be designed for the job. After the gas horsepower (GHP) has been determined by either method, horsepower losses due to friction in bearings, seals, and speed increasing gears must be added. Bearings and seal losses can be estimated from Scheel's equation. For reciprocating compressors, the mechanical and internal friction losses can range from about 3 to 8% of the design gas horsepower. For centrifugal, a good estimate is to use 1 to 2% of the design GHP as mechanical loss.

To calculate brake horsepower (BHP), the following equation can be used.

$$BHP = GHP + \text{mechanical losses} \quad (4)$$

The detailed calculation of brake horsepower depends on the choice of type of compressor and number of stages. The brake horsepower per stage can be determined from Equation (5):

$$BHP = 0.0854 \cdot Z_{ave} \left[\frac{(Q_{G,SC})(T_1)}{E \cdot \eta} \right] \left[\frac{k}{k-1} \right] \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (5)$$

where BHP is brake horsepower per stage; Z_{ave} is average compressibility factor; $Q_{G,SC}$ is standard volumetric flow rate of gas, MMSCFD; T_1 is suction temperature, °R; p_1 , p_2 are pressure at suction and discharge flanges, respectively, psia; E is parasitic efficiency (for high-speed reciprocating units, use 0.72 to 0.82; for low-speed reciprocating units, use 0.72 to 0.85; and for centrifugal units, use

0.99); η is compression efficiency (1.0 reciprocating and 0.80 to 0.87 for centrifugal units).

In Equation (5), parasitic efficiency (E) accounts for mechanical losses, and the pressure losses incurred in the valves and pulsation dampeners of reciprocating compressors (the lower efficiencies are usually associated with low-pressure ratio applications typical for pipeline compression). Hence, suction and discharge pressures may have to be adjusted for the pressure losses incurred in the pulsation dampeners for reciprocation compressors. The compression efficiency accounts for the actual compression process. For centrifugal compressors, the lower efficiency is usually associated with pressure ratios of 3 and higher. Very low flow compressors (below 1000 acfm) may have lower efficiencies.

The total horsepower for the compressor is the sum of the horsepower required for each stage. Reciprocating compressors require an allowance for interstage pressure losses. It can be assumed that there is a 3% loss of pressure in going through the cooler, scrubbers, piping, and so on between the actual discharge of the cylinder and the actual suction of the next cylinder. For a centrifugal compressor, any losses incurred between the stages are already included in the stage efficiency. However, the exit temperature from the previous stage becomes the inlet temperature in the next stage. If multiple bodies are used, the losses for coolers and piping have to be included as described previously.

Conclusion

In gas compression, two basic types of compressors are used: reciprocating and centrifugal compressors.

A reciprocating compressor is a positive displacement machine in which the compressing and displacing element is a piston moving linearly within a cylinder.

Advantages of a reciprocating compressor over a centrifugal machine include

- Ideal for low volume flow and high-pressure ratios
- High efficiency at high-pressure ratios
- Less sensitive to changes in composition and density

Centrifugal compressors, sometimes termed radial compressors, are a sub-class of dynamic axisymmetric work-absorbing turbomachinery.

The idealized compressive dynamic turbo-machine achieves a pressure rise by adding kinetic energy/velocity to a continuous flow of fluid through the rotor or impeller. This kinetic energy is then converted to an increase in potential energy/static pressure by slowing the flow through a diffuser. The pressure rise in impeller is in most cases almost equal to the rise in the diffuser section.

Advantages of a centrifugal compressor over a reciprocating machine include

- Ideal for high volume flow and low head
- High efficiency over normal operating range
- Low maintenance cost and high availability

The key variables for equipment selections are life cycle cost, capital cost, maintenance costs, including overhaul and spare parts, fuel, or energy costs.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе работы, успешно удалось справиться с поставленной целью. Модернизирована существующая технология подготовки нефти на рассматриваемом месторождении. Научной новизной является, внедрение метода компримирования газа низкого давления, позволяющий повысить уровень использования попутного нефтяного газа

В результате внедрение в технологическую схему УПН, блочной компрессорной станции, степень использования попутного нефтяного газа увеличилась на 9,6%, если до модернизации степень использования попутного нефтяного газа составляла 89,4%, то после модернизации степень использования составила порядка 99%.

Сделано техническое обоснование применения ротационно-пластинчатого компрессора в рамках рассматриваемого месторождения. Преимуществом ротационно-пластинчатого компрессора, заключается в технической особенности его работы и связано с тем фактом, что температура газа на нагнетании значительно выше точки росы, в результате не будет образования конденсата, так же данный компрессор имеет отдельную систему смазки подшипников. Данный преимущество значительно облегчат и удешевят эксплуатацию ротационного компрессора.

Рассмотрены причины возникновения нерасчетных режимов работы компрессорной установки и произведен количественный расчёт неопределённости и неравномерности значений эксплуатации компрессорной установки. В результате, установлено, что отклонение фактических показателей давления на входе в БКС от проектных значений могут колебаться от +10% до -20%, в зависимости от сезона. Так же выяснено, что самым стабильным является давление нагнетания компрессора, которое может колебаться в диапазоне 3,6%-6,4%.

Окупаемость проекта по внедрению компрессорной установки газа концевой ступени сепарации в технологическую схему нефтегазоконденсатного месторождения составляет три года.

Прибыль Общества увеличится за счет сокращения штрафных выплат а также за счет реализации дополнительного сырья, полученного от сокращения количества газа, направляемого на сжигание на факеле.

Опираясь на полученные в ходе расчетного исследования значения индексов $ИЭ_n$ и $ИЭ_p$, можно заключить, что инвестирование средств в данный проект является экономически оправданным.

В будущем планируется применение данной технологии на месторождении.