

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«САРАТОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ Н.Г. ЧЕРНЫШЕВСКОГО»

Кафедра нефтехимии и техногенной безопасности

Повышение энергоэффективности процесса висбрекинга

АВТОРЕФЕРАТ МАГИСТЕРСКОЙ РАБОТЫ

студента (ки) 2 курса 252 группы

направления 18.04.01 «Химическая технология»

Института химии

Санникова Софья Андреевна

Научный руководитель

доцент, к.х.н.

должность, уч. ст., уч. зв.

В.З. Угланова

подпись, дата

инициалы, фамилия

Заведующий кафедрой

д.х.н., профессор

должность, уч. ст., уч. зв.

Р.И. Кузьмина

подпись, дата

инициалы, фамилия

Саратов 2019

ВВЕДЕНИЕ

В условиях постоянного роста и развитии новых технологий производственные предприятия изучают более рациональные пути использования энергетических ресурсов. Одним из таких путей является утилизация тепла.

Производства стараются модернизировать традиционные технологические схемы и оптимизировать работу процесса с минимальными затратами. Утилизация тепла стала доступной различным конструктивным решениям, таким как, сварные теплообменники с улучшенными характеристиками теплопередачи, обеспечивают стойкость к воздействию высоких давлений и температур, а также агрессивных жидкостей.

В настоящее время во избежание больших энергетических и экономических потерь наиболее целесообразно заменять громоздкие кожухотрубчатые теплообменники на пластинчатые теплообменники. Преимущества последних заключаются в их компактности, по сравнению с кожухотрубчатыми, но в то же время они обладают высокой прочностью для работы под высоким давлением и температурой, которые могут выдерживать только кожухотрубчатые теплообменники, а так же под действием агрессивных сред.

Целью магистерской работы является повышение энергоэффективности химико-технологических процессов на примере процесса висбрекинга гудрона.

Для достижения поставленной цели необходимо было решить следующие задачи:

- 1) Рассмотреть технологическую схему процесса висбрекинга;
- 2) Рассчитать: основные параметры теплообменников (кожухотрубный, пластинчатый), материальный, тепловой баланс;
- 3) Провести сравнительный анализ действующей и модернизированной установок, дать экономическую оценку проекту.

Структура и объем работы. Магистерская работа изложена на 60 страницах, состоит из введения, трех разделов и заключения. Список использованных источников включает 22 наименования. Текст сопровождается 2 таблицами и 8 рисунками.

Раздел 1 Расчетная часть

1.1 Описание процесса висбрекинга. Принципиальная технологическая схема

На рисунке 1 представлена принципиальная технологическая схема процесса висбрекинга гудрона.

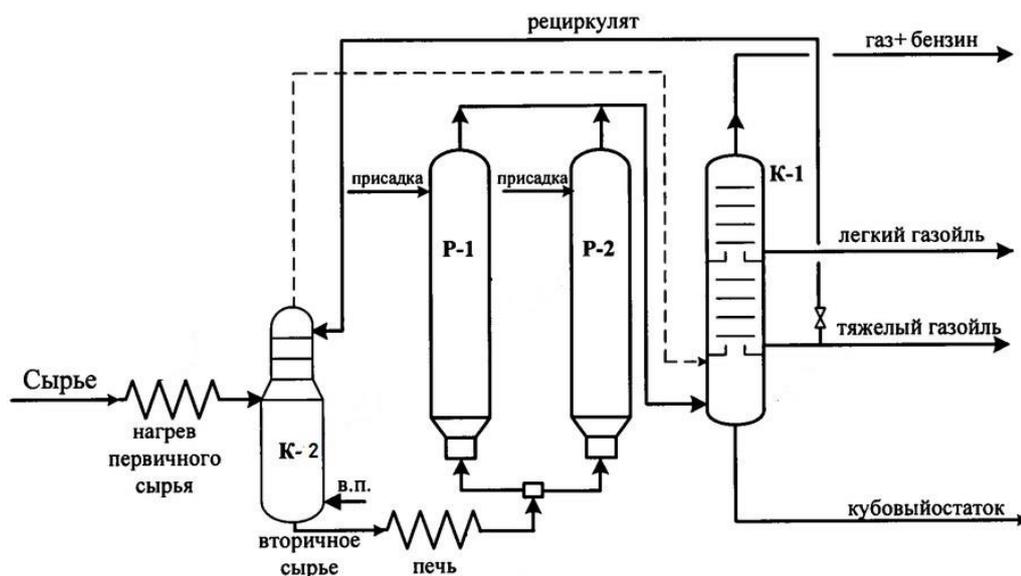


Рисунок 1 – Технологическая схема процесса висбрекинга гудрона/

Из верхнего аккумулятора колонны К-2 выводится легкий газойль висбрекинга в отпарную колонну К-1. Вывод легкого газойля контролируется клапаном, установленным на линии вывода легкого газойля из верхнего аккумулятора К-2 в колонну К-1, с коррекцией по уровню верхнего аккумулятора. При снижении уровня на верхнем аккумуляторе до 20% и ниже, срабатывает световая и звуковая сигнализация.

В низ отпарной колонны К-1 подается перегретый водяной пар для отпарки легких фракций. Количество подаваемого водяного пара в отпарную колонну К-1 контролируется клапаном, установленным на линии подачи

пара в колонну. Отпаренные легкие фракции возвращаются в ректификационную колонну К-1 под тарелку №17. В качестве контактных устройств в отпарной колонне используется перекрестноточная регулярная насадка.

Из куба отпарной колонны К-102 легкий газойль поступает на прием насоса, которым прокачивается через теплообменник, где нагревает нестабильный бензин, затем подается в теплообменник, где нагревает водяной пар, охлаждается оборотной водой в холодильнике.

1.2 Материальный баланс процесса висбрекинга гудрона

Особенностью многих вторичных процессов, в том числе и висбрекинга, является частичная или полная рециркуляция непревращенного сырья. Так, приведенные выше выходы продуктов висбрекинга даны при полном возврате непрореагировавшего остатка в реакционную зону. В связи с этим различают выход продуктов за однократный пропуск сырья при условии его рециркуляции. В материальных балансах установок обычно отражают суммарный выход каждого продукта с учетом рециркуляции. Результаты расчетов материального баланса процесса висбрекинга отражены в таблице 1.

Таблица 1 – Материальный баланс процесса висбрекинга гудрона

	Исходное сырье	Итого	Полученные продукты					Итого
			Гудрон	Бензин стабильный	Углеводородный газ	Газойль	Остаток висбрекинга	
%масс	100,0	100,0	4,3	1,7	11,3	82,5	0,2	
кг/ч	91666,0	106332,0	4437,5	1800,0	11937,5	87162	2106	100,0
т/сутки	2200	2574,0	106,5	43,2	286,5	2091,9	50,5	106332,0
тыс. т/год	800,0	928,0	39,9	15,8	104,9	765,6	1,8	2574,0

1.3 Тепловой баланс

В непрерывно действующих поверхностных аппаратах рекуперативного типа, в которых теплопередача от горячего теплоносителя к холодному через разделяющую стенку происходит непрерывно и температура в различных точках аппарата не изменяется во времени, протекают стационарные процессы.

Если рассматривать непрерывный установившийся процесс, то согласно тепловому балансу, количество тепла, отданное в единицу времени горячим потокам Q_{Γ} равно сумме количества тепла, полученного холодным потоком Q_x и потерями в окружающую среду Q_{Π} :

$$Q_{\Gamma} = Q_x + Q_{\Pi}, \text{ кДж/ч}$$

$$Q_{\Gamma} = G_2 \cdot c_2 (T_{H2} - T_{K2}), \text{ кДж/ч}$$

$$Q_x = G_1 \cdot c_1 (T_{K1} - T_{H1}), \text{ кДж/ч}$$

, где Q_{Γ} и Q_x – теплота горячего и холодного потока; G_2 и G_1 – количество горячего и холодного потоков в кг/с; T_{H2} и T_{K2} – начальная и конечная температура горячего потока в °К; T_{H1} и T_{K1} – начальная и конечная температура холодного потока в °К; c_2 и c_1 – теплоёмкость горячего и холодного потока, соответственно.

Q_{Π} – величина тепловых потерь, зависит от качества и толщины теплоизоляции, разности температур между наружной поверхностью теплоизоляции и окружающей средой и т.д.

1.4 Расчёт кожухотрубного теплообменника

Лучшие результаты показывают противоположные движения теплоносителей, так как обеспечивают большую разность температур, что в свою очередь приводит к наиболее благоприятным условиям теплопередачи при минимальной температуре стенок аппарата.

В трубном пространстве – вода, в межтрубном – легкий газойль

Средняя температура:

$$t_{\text{ср}} = (t_{\text{нт}} + t_{\text{кг}}) / 2 = 195, ^\circ\text{C} \quad (5)$$

$$\Delta t_{\text{ср.л.}} = (\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}) / \ln(\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}}) = 95.5, ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ср.х.}} = 0,5 \cdot (t'_{\text{нх}} + t'_{\text{кг}}) = 0,5 \cdot (60 + 80) = 70, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ср.г.}} = t_{\text{ср.х.}} + \Delta t_{\text{ср.л.}} = 70 + 95,5 = 165,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Скорость потока теплоносителя (легкого газойля) в межтрубном пространстве:

$$W_1 = \frac{G_1}{f_{\text{мт}} \times \rho_1}; \quad (6)$$

Число Рейнольдса для потока легкого газойля:

$$\text{Re}_{1_1} = \frac{W_1 d_n}{\mu_1}; \quad (7)$$

Критерий Прандля:

$$\text{Pr}_1 = C_1 \cdot \mu_1 / \lambda_1 = 0,153$$

Число Нуссельта при $\text{Re} > 10^3$:

$$\text{Nu} = C \text{Re}^n \text{Pr}^{0,36} \varepsilon_\varphi. \quad (8)$$

Здесь ε_φ – коэффициент угла атаки, для стандартизованных теплообменников.

Коэффициент теплообмена легкого газойля:

$$\alpha_1 = \text{Nu}_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_f}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (9)$$

Скорость потока теплоносителя (воды) в трубном пространстве:

$$W_2 = \frac{G_2}{d \times \rho}; \quad (10)$$

Число Рейнольдса для потока воды:

$$\text{Re}_2 = \frac{W_2 d_{\text{вн}} \rho_2}{\mu_2}; \quad (11)$$

Число Нуссельта при $\text{Re} > 10^3$:

$$Nu_2 = 0.021 \cdot Re_2^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \quad (12)$$

Коэффициент теплообмена воды:

$$\alpha_2 = Nu_2 \frac{\lambda_2}{d_2} \quad (13)$$

$$\alpha_2 = 3810,59 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Температура стенки со стороны воды:

$$t_{ст 2} = t_{ср 1} - \frac{q_{ст}}{\lambda_{ст}} \quad (14)$$

$$\lambda_{ст} = 0,002 \text{ м} - \text{толщина стенки трубки}$$

Удельный тепловой поток от легкого газойля к воде:

$$q = K \cdot \Delta t_{ср} = 1100 \cdot 195 = 214500 \quad (15)$$

Температура стенки со стороны легкого газойля:

$$t_{ср 1} = t_1 - (q/\alpha) = 149,39^\circ\text{C} \quad (16)$$

$$t_{ст 1} = 0,5 \cdot (t_1 + t_2) = 122,75^\circ\text{C} \quad (17)$$

$$t_{ст 2} = 147,13^\circ\text{C}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_{загр 1} + \sum \frac{S}{\lambda_{ст}} + r_{загр 2} + \frac{1}{\alpha_2}} = 79 \quad (18)$$

Пересчет площади поверхности теплообмена:

$$F = Q / K \Delta T_{ср} \quad (19)$$

Один теплообменник типа $\frac{500XII-1,0-4,0-M1-Y-II}{25Г-6-K-2}$ имеет фактическую площадь поверхности теплообмена $F_{\phi 1} = 124,4 \text{ м}^2$.

Выбираем двух ходовой теплообменник с $D_{\text{труб}} 25 \cdot 2$.

Определим потребное количество теплообменников

$$n = \frac{F_p}{F_{\phi 1}} \quad (20)$$

$$n = \frac{227,3}{124,4} = 1,83$$

принимаем $n = 2$ т.е., берем одну спаренную секцию, запас площади поверхности теплообмена будет:

$$\Delta = \frac{F_{\Phi} - F_p}{F_p} * 100 \quad (21)$$

$$\Delta = \frac{124,4 * 2 - 227,3}{227,3} * 100 = 9,46\%$$

, т.е. секция из двух теплообменников обеспечивает эффективность нагрева заданного объема исходного сырья.

Гидравлический расчет кожухотрубчатого теплообменника

Задачей гидравлического расчета является определение потери давления потока гудрона, перемещающегося в межтрубном пространстве теплообменника. В качестве расчетной схемы может рассматриваться следующая схема:

Скорость легкого газойля в штуцерах на входе и выходе из кожуха теплообменника:

$$d_{ш} = 0,15 \text{ м.}$$

$$\omega_{ш} = \frac{4G_1}{\rho_1 \cdot \pi \cdot d_{ш}^2} = 0,20 \text{ м/с}; \quad (22)$$

Скорость легкого газойля в межтрубном пространстве:

$$\omega_{МТР} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot S_{МТР}} = 0,06 \text{ м/с} \quad (23)$$

Коэффициент трения в межтрубном пространстве при размещении труб по вершинам квадратов:

$$\lambda_{тр}^1 = \frac{5,4 + 3,4 * m}{Re_{MT}^{0,28}} \quad (24)$$

$$m = 0,31 * \frac{D}{d_H}$$

D – диаметр кожуха теплообменника, м

$$Re_{MT} = \frac{\omega_{МТР} \cdot d_H}{\nu_1} = 1630 \quad (25)$$

ν_1 - кинематический коэффициент вязкости легкого газойля.

Расстояние между перегородками $l_{\Pi} = 0,26$ м.

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства рассчитываем по формуле:

$$\Delta p = \Delta p_6 + \frac{L}{l_{\Pi}} \Delta p_{MT} + \left(\frac{L}{l_{\Pi}} - 1 \right) \Delta p_7 + \Delta p_8, \quad (27)$$
$$\Delta p_6 = \xi_6 \cdot \frac{\rho_1 \cdot \omega_{III}^2}{2} = 27,6 \text{ Па}$$

$$\Delta p_{MT} = \lambda'_{TP} \cdot \frac{\rho_1 \cdot \omega_{MTP}^2}{2} = 45,14 \text{ Па} \quad (28)$$

$$\Delta p_7 = \xi_7 \cdot \frac{\rho_1 \cdot \omega_{MTP}^2}{2} = 2,48 \text{ Па}. \quad (29)$$

$\xi_7 = 1,5$ - коэффициент местного сопротивления при сгибании потоком перегородки

$$\Delta p_8 = \xi_8 \cdot \frac{\rho_1 \cdot \omega_{III}^2}{2} = 2,48 \text{ Па}, \text{ где } \xi_8 = 1,5 \text{ - коэффициент местного} \quad (30)$$

сопротивления при выходе из межтрубного пространства

Результаты гидравлического расчета показывают, что рассчитанная потеря давления гудрона значительно меньше, чем допускаемая величина.

Механический расчет кожухотрубного теплообменника

Используемые теплоносители (вода и легкий газойль) неагрессивны и поэтому теплообменник выполнен из углеродистых сталей.

Площадь сечения труб:

$$S_T = \pi(d_H - \delta_{ст})\delta_{ст} \cdot n = 0,025 \text{ м}^2 \quad (32)$$

Площадь сечения кожуха:

$$S_K = \pi(D_B + \delta_k)\delta_k = 0,008 \text{ м}^2 \quad (33)$$

Усилия, обусловленные температурными деформациями в теплообменнике, одинаковые для труб и кожуха из одинакового материала:

$$+P/T = -P/K = \frac{\alpha_T(t_K - t_{CT})E}{1/S_T + 1/S_K} = 978812 \text{ Н.} \quad (34)$$

где, α_T – коэффициент температурного линейного расширения углеродистой стали, равный $12,35 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$; E – модуль нормальной упругости углеродистой стали, равный $18,1 \cdot 10^{10} \text{ Па}$; t_K – температура стенки кожуха принята равной средней температуре легкого газойля $t_1 = 195^\circ \text{C}$; t_{CT} – температура стенки теплопередающих труб, равная $122,75^\circ \text{C}$.

Общее растягивающее усилие от действия давлений теплоносителей:

$$P'' = P_T - P''_K = \frac{\pi}{4} (D_B^2 - n \cdot d_H^2) P_K + \frac{\pi}{4} n \cdot d_B^2 \cdot P_T =$$

$$= 39738 \quad (35)$$

Растягивающее усилие от действия давления, воспринимаемое трубами:

$$P'_T = \frac{P''}{1 + S_K/S_T} = 30104 \quad (36)$$

Растягивающее усилие от действия давления, воспринимаемое кожухом:

$$P''_K = P'' - P'_T = 39634 \quad (37)$$

Напряжение, возникающее в трубах:

$$\sigma_T = \frac{P'_T + P''_T}{S_T} = 40,4 \text{ МПа} \quad (38)$$

Напряжение, возникающее в кожухе:

$$\sigma_K = \frac{-P'_K + P''_K}{S_K} = -118,6 \text{ МПа.} \quad (39)$$

Нормативное допускаемое напряжение для углеродистой стали $[\sigma]_{\text{доп}} = 146 \text{ МПа}$. σ_T и абсолютное значение σ_K существенно меньше $[\sigma]_{\text{доп}}$. Это позволяет выбрать теплообменник типа Н с неподвижными трубными решетками и без компенсатора температурных деформаций.

В этом случае необходимо дополнительно проверить на надежность крепление труб в в трубных решетках по формуле:

$$\frac{P_T'' + P_T'}{\pi \cdot d_H \cdot n \cdot b} \leq P_{\text{доп}} \quad (40)$$

, где b – толщина трубной решетки, м, ее можно принимать равной d_H

$$\frac{P_T'' + P_T'}{\pi \cdot d_H \cdot n \cdot b} = 3,02 \text{ МПа}$$

Данная величина значительно меньше допускаемого усилия для крепления труб вальцовкой в гладких отверстиях трубной решетки, которое равно $P_{\text{доп}} = 15 \text{ МПа}$.

1.5 Расчёт пластинчатого теплообменника

Определим количество тепла, передаваемого в единицу времени:

$$Q = G_1 c_1 (T_{\text{нач}} - T_{\text{кон}}) = 1715112 \text{ Вт}$$

Вычисляем средний температурный напор:

Схема потоков:

$$3000 \rightarrow 900$$

$$60 \rightarrow 80$$

$$\Delta t_1 = 210^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = 20^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{cp}} = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / 2,3 \lg(\Delta t_1 / \Delta t_2) = 80,89^\circ\text{C} \quad (41)$$

Средняя температура воды $t_2, ^\circ\text{C}$

$$t_{2\text{cp}} = 0,5(t_{2\text{H}} + t_{2\text{K}}) = 70^\circ\text{C} \quad (42)$$

Средняя температура легкого газойля

$$t_{\text{cp}} = (\Delta t_6 - \Delta t_M) / \ln(\Delta t_6 / \Delta t_M) = 174,42^\circ\text{C} \quad (43)$$

Средняя разность температур

$$\Delta t_{\text{cp}} = t_{\text{cp}} - t_{2\text{cp}} = 104,42^\circ\text{C} \quad (44)$$

$$\Delta t_{1\text{cp}} = \Delta t_{\text{cp}} \varepsilon_t = 99,2^\circ\text{C} \quad (45)$$

Количество тепла, воспринимаемое легким газойлем:

$$Q_1 = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_{\text{H.Г.}} - t_{\text{K.Г.}}) \quad (46)$$

$$Q_1 = G_1 c_1 (t_{\text{H.Г.}} - t_{\text{K.Г.}}) = 1715112 \text{ Вт}$$

Объемный расход легкого газойля:

$$V_1 = G_1 / \rho_1 = 4 \text{ м}^3/\text{с} \quad (47)$$

Объемный расход воды:

$$V_2 = G_2 / \rho_2 = 0,020 \text{ м}^3/\text{с} \quad (48)$$

Задаёмся ориентировочным значением коэффициента теплопередачи.

Принимаем $K=500(\text{Вт}/\text{м}^2\text{К})$. Тогда поверхность теплообмена определяем по формуле:

$$F = \frac{Q}{K\Delta t_{cp}} = 69,16 \text{ м}^2 \quad (49)$$