

Установка БРНШ, показанная на рис. 1, работает следующим образом. В бак выпарного аппарата (ВА) примерно на 2/3 его объема заливается нефтешлам. В нижней части выпарного аппарата находятся трубы нагревателя, обогреваемые водой, нагреваемой в водогрейном котле (ВК) и подаваемой насосом Н1. В проектом режиме греющая вода охлаждается в выпарном аппарате от 95 до 90 °С. От наружной поверхности труб нагревателя теплота передается нефтешламу путем свободной конвекции.

Сначала происходит нагрев нефтешлама от температуры загрузки ~ 20 °С до температуры 70÷80 °С, при которой начинается процесс выпаривания влаги из нефтешлама. Выпаривание происходит под вакуумом, создаваемом в баке выпарного аппарата вакуумным насосом (ВН). Так, при температуре испарения воды 75 °С абсолютное давление внутри корпуса аппарата должно составлять 0,039 МПа (вакуум при этом равен примерно 65 %). Нагретый нефтешлам забирается из нижней части выпарного аппарата и циркуляционным насосом (ЦН) подается на полки испарителя, расположенные в верхней части аппарата, служащие для увеличения массообменной поверхности нефтешлама. При частичном испарении воды на полках испарителя нефтешлам охлаждается на несколько градусов и стекает обратно в нижнюю часть аппарата.

Водяной пар, получаемый в аппарате, откачивается вакуумным насосом, в котором он смешивается с охлаждающей водой и конденсируется. Из вакуумного насоса выходит нагретая вода и неконденсирующиеся газы, которые поступают в сепаратор (С), соединенный с атмосферой. В сепараторе газы удаляются в атмосферу, а нагретая вода поступает на калорифер (К), где охлаждается атмосферным воздухом, и насосом Н2 подается на вакуумный насос. Полученный конденсат периодически выводится из системы. Когда процесс выпаривания влаги из нефтешлама заканчивается, готовый нефтепродукт выливают из бака, и заливают в бак новую порцию нефтешлама. Таким образом, процесс выпаривания в установке БРНШ является периодическим.

Объектом исследования являлась установка БРНШ-3, в которой при объеме загружаемого нефтешлама ~ 3 м³ с исходным содержанием влаги 30 % процесс выпаривания до содержания влаги 1 % длится примерно сутки. Теплота, расходуемая на процесс нагрева нефтешлама и выпаривания влаги из него, подводится от водогрейного котла с номинальной тепловой мощностью 95 кВт. Система автоматики котла не позволяет воде нагреваться до температуры выше 95 °, при этом в режиме выпаривания, как показал опыт эксплуатации, котел работает с длительными перерывами. Из теплового баланса следует, что если бы номинальная тепловая мощность котла использовалась непрерывно, то процесс выпаривания длился бы примерно 6 часов, т. е. в 4 раза меньше, чем в существующей установке, при этом производительность аппарата выросла бы во столько же раз. Этого не происходит потому, что при существующих условиях поверхность теплообмена нагревателя выпарного аппарата является недостаточной для пере-

дачи номинальной тепловой мощности котла к нефтешламу в процессе выпаривания. Кроме того, теплота пара, выходящего из аппарата, никак не используется и теряется в калорифере, хотя численно (за исключением потерь) равна теплоте, подводимой к нефтешламу греющей водой от котла.

Рассмотрим результаты поверочного расчета установки БРНШ-3 в режиме выпаривания. Поверхность нагрева выпарного аппарата состоит из двух регистров гладких стальных труб Ду-40 мм, длиной $l = 4$ м, по $n = 9$ трубок каждый, соединенных последовательно. Температура греющей воды на входе в аппарат – $t'_{ж1} = 95$ °С, на выходе – $t''_{ж1} \approx 90$ °С. Средняя температура нефтешлама в режиме выпаривания составляет $t_{ж2} = 75$ °С.

Опыт эксплуатации показал, что в режиме выпаривания нефтешлама с содержанием влаги не более 30 % расход пара, выходящего из выпарного аппарата, остается практически одинаковым в течение всего процесса выпаривания, что говорит о том, что при неизменных температурах нефтешлама и греющей воды тепловой поток, подводимый к нефтешламу, остается постоянным. Отсюда следует, что коэффициент теплопередачи от греющей воды к нефтешламу в процессе выпаривания также практически не изменяется. Это возможно в том случае, если теплофизические свойства нефтешлама, влияющие на теплопередачу, практически не зависят от содержания влаги (если оно не превышает 30 % по массе).

Площадь поверхности теплообмена выпарного аппарата, определенная по наружному диаметру труб, составляет $F = 11,5$ м². Коэффициент теплопередачи от греющей воды к нефтешламу определяли по выражению, как для плоской стенки [1]:

$$k = (1/\alpha_1 + \delta_c/\lambda_c + 1/\alpha_2)^{-1}, \quad (1)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от греющей воды к внутренней поверхности труб; α_2 – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности труб к нефтешламу, Вт/(м² · К); λ_c – коэффициент теплопроводности стенки труб; $\delta_c \approx 0,003$ – толщина стенки труб, м.

Для стальных труб в расчетах принималось значение $\lambda_c = 51,5$ Вт/(м·К), как для углеродистой стали 20 в диапазоне температур 20÷100 °С [2]. Отметим, что термическое сопротивление стенки трубы δ_c/λ_c во много раз меньше термического сопротивления теплоотдачи от наружной поверхности трубы $1/\alpha_2$, поэтому некоторая неточность в задании величин δ_c и λ_c практически не отражается на точности расчета коэффициента теплопередачи k . Кроме того, термическое сопротивление теплоотдачи на внутренней поверхности трубы $1/\alpha_1$ во много раз меньше термического сопротивления теплоотдачи $1/\alpha_2$ на наружной поверхности, так как $\alpha_1 \gg \alpha_2$. Поэтому в первом приближении можно принять $k \approx \alpha_2$. При этом средние температуры на внутренней и наружной поверхностях труб в первом приближении равны: $t_{c1} \approx t_{c2} \approx t_{ж1} = (t'_{ж1} + t''_{ж1})/2 = (95 + 90)/2 = 92,5$ °С. В

дальнейшем величины k , t_{c1} и t_{c2} уточняются, так как $k < \alpha_2$, $t_{c2} < t_{c1} < t_{ж1}$.

Коэффициент теплоотдачи α_1 от греющей воды к внутренней поверхности труб определялся по известной формуле для турбулентного течения жидкости внутри труб [3]:

$$Nu_{ж1} = 0,021 \cdot Re_{ж1}^{0,8} \cdot Pr_{ж1}^{0,43} (Pr_{ж1}/Pr_{c1})^{0,25}, \quad (2)$$

где $Nu_{ж1} = \alpha_1 \cdot d_{в}/\lambda_{ж1}$; $Re_{ж1} = w \cdot d_{в}/\nu_{ж1}$; $Pr_{ж1}$, Pr_{c1} – числа Прандтля воды при температурах $t_{ж1}$ и t_{c1} ; w – скорость воды внутри труб, м/с; $d_{в}$ – внутренний диаметр труб, м; $\lambda_{ж1}$, $\nu_{ж1}$ – коэффициенты теплопроводности и кинематической вязкости воды при температуре $t_{ж1}$.

По оценке скорость воды в трубах нагревателя составила 1,1 м/с, при этом коэффициент теплоотдачи от греющей воды, рассчитанный по формуле (2), равен $\alpha_1 = 6245 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи α_2 на наружной поверхности труб. Поскольку площадь поперечного сечения бака достаточно велика, то принудительное движение нефтешлама возле греющих труб практически не влияет на конвективную теплоотдачу. Коэффициент теплоотдачи к нефтешламу α_2 определяется свободной конвекцией, и его можно рассчитать по известной формуле для расчета теплоотдачи при свободной конвекции жидкости возле горизонтальных труб [3]:

$$Nu_{ж2} = 0,5 \cdot (Gr_{ж2} \cdot Pr_{ж2})^{0,25} \cdot (Pr_{ж2}/Pr_{c2})^{0,25}, \quad (3)$$

где $Nu_{ж2} = \alpha_2 \cdot d_{н}/\lambda_{ж2}$; $Gr_{ж2} = g \cdot \beta_{ж2} \cdot (t_{c2} - t_{ж2}) \cdot d_{н}^3 / \nu_{ж2}^2$; $d_{н}$ – наружный диаметр труб, м; $Pr_{ж2}$, Pr_{c2} – числа Прандтля нефтешлама при температурах $t_{ж2}$ и t_{c2} ; $\lambda_{ж2}$, $\beta_{ж2}$, $\nu_{ж2}$ – коэффициенты теплопроводности, температурного объемного расширения, кинематической вязкости нефтешлама при температуре $t_{ж2}$.

Поскольку нефтешлам представляет из себя маслосодержащую эмульсию, в которой капельки воды содержатся внутри масляной фазы, то теплофизические параметры нефтешлама, влияющие на конвективный теплообмен, близки к свойствам масла. Расчет проведем при условии, когда содержание воды в нефтешламе отсутствует, что примерно соответствует концу процесса выпаривания. В качестве нефтепродукта выбираем трансформаторное масло, теплофизические свойства которого определялись по табличным данным [2].

При $t_{ж2} = 75^\circ \text{C}$ и $t_{c2} = 92,5^\circ \text{C}$ коэффициент теплоотдачи α_2 , рассчитанный по формуле (3), равняется $\alpha_2 = 100,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Суммарное термическое сопротивление теплопередачи от воды к нефтешламу равняется: $R = 1/\alpha_1 + \delta_c/\lambda_c + 1/\alpha_2 = 0,01 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$. Анализ показывает, что термическое сопротивление теплоотдачи от воды к внутренней поверхности труб $1/\alpha_1$ составляет 1,6 % от суммарного термического сопротивления R ; термическое сопротивление стенки трубы δ_c/λ_c состав-

ляет 0,75 % от суммарного термического сопротивления R ; термическое сопротивление теплоотдачи от наружной поверхности трубы к нефтешламу $1/\alpha_2$ составляет 98,6 % от суммарного термического сопротивления R . Таким образом, теплопередача от воды к маслошламу определяется практически теплоотдачей от наружной поверхности труб.

Коэффициент теплопередачи, рассчитанный по формуле (1), в первом приближении равен: $k = 99,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Уточним значения t_{c2} , α_2 и k . Плотность теплового потока через стенку трубы: $q = k \cdot (t_{ж1} - t_{ж2}) = 1742 \text{ Вт}/\text{м}^2$. Температура наружной поверхности труб: $t_{c2} = t_{ж1} + q/\alpha_2 = 92,25^\circ \text{C}$. При температуре $t_{c2} = 92,25^\circ \text{C}$ коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности трубы получается равным $\alpha_2 = 100,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а коэффициент теплопередачи $k = 99,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, что незначительно отличается от первоначально полученных значений.

Определяем тепловой поток, передаваемый от греющей воды к маслошламу через поверхность нагрева по уравнению теплопередачи [1]: $Q = k \cdot (t_{ж1} - t_{ж2}) \cdot F = 19990 \text{ Вт} \approx 20,0 \text{ кВт}$. Таким образом, в режиме выпаривания трансформаторного масла тепловая мощность, передаваемая через существующую поверхность нагрева, равняется 19,96 кВт, что в 4,7 раза меньше номинальной тепловой мощности котла (95 кВт). Это означает, что тепловая мощность котла в режиме выпаривания в значительной мере не используется.

Проведем проверку методом теплового баланса. Тепловая мощность, подводимая с греющей водой, в режиме выпаривания расходуется на образование пара (если не учитывать небольшие потери теплоты с наружной поверхности корпуса аппарата). Процесс выпаривания 2,8 м³ нефтешлама с исходным содержанием воды по массе 30 % до содержания 1 % длится примерно $\tau \approx 24 \text{ ч}$ (по опытным данным). При плотности масла 880 кг/м³ и плотности воды 998 кг/м³ (при 20 °С) средняя плотность нефтешлама при доле воды 0,3 составляет 912 кг/м³, при этом масса 2,8 м³ загружаемого нефтешлама равна 2553 кг. В процессе выпаривания из маслошлама удаляется такое количество влаги: $M = (0,3 - 0,01) \times 2553 = 740,3 \text{ кг}$. На испарение 1 кг воды при 75 °С расходуется теплота парообразования $r = 2320 \text{ кДж}/\text{кг}$.

Средняя тепловая мощность, расходуемая на выпаривание воды, равна: $Q = M \cdot r / (3600\tau) = 740,3 \times 2320 / (3600 \cdot 24) = 19,87 \text{ кВт}$.

Таким образом, тепловая мощность аппарата в процессе выпаривания, определенная методом теплового баланса (19,87 кВт), получается ненамного меньше, чем по уравнению теплопередачи (20,0 кВт). Это говорит о том, что расчет проведен достаточно корректно, и принятые допущения при расчете теплоотдачи к нефтешламу являются правильными.

Количество влаги, выпариваемой в единицу времени в режиме выпаривания, кг/с, можно определить из уравнения теплового баланса:

$$G_n = \eta \cdot Q / r,$$

где $\eta \leq 1$ – к.п.д. выпарного аппарата; Q – тепловой поток, подводимый к нефтешламу в режиме выпаривания, кВт; r – теплота парообразования, кДж/кг.

Так, при $Q = 19,9$ кВт, $r = 2320$ кДж/кг и $\eta = 0,98$ расход получаемого пара составляет: $G_{\text{п}} = 0,0086$ кг/с = $30,9$ кг/ч = 741 кг/сут. Если бы тепловая мощность котла 95 кВт использовалась непрерывно, то производительность составила бы: $G_{\text{п}} = 0,041$ кг/с = $147,4$ кг/ч = 3537 кг/сут.

Проведем поверочный тепловой расчет существующего выпарного аппарата для режима разогрева нефтешлама. При загрузке в аппарат холодного нефтешлама с температурой $t_{\text{ж}20} = 20 \div 25$ °С требуется некоторое время для его разогрева до температуры 75 °С, прежде, чем начнется процесс выпаривания влаги. Рассчитаем по рассмотренной методике тепловой поток, передаваемый от греющей воды к нефтешламу в режиме разогрева.

При начальной температуре маслошлама $t_{\text{ж}20} = 25$ °С температурный напор составляет $(t_{\text{ж}1} - t_{\text{ж}20}) = 92,5 - 25 = 67,5$ °С, что в $3,85$ раза больше температурного напора в режиме выпаривания $(t_{\text{ж}1} - t_{\text{ж}2}) = 92,5 - 75 = 17,5$ °С. Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности при $t_{\text{ж}20} = 25$ °С составляет $\alpha_2 = 122,5$ Вт/(м²·К), а коэффициент теплопередачи $k = 120,5$ Вт/(м²·К). Тепловой поток, передаваемый от воды к маслошламу, при поверхности нагрева $F = 11,5$ м² составит $Q = 93,6$ кВт, что близко к номинальной мощности котла.

В процессе разогрева нефтешлама его средняя температура $t_{\text{ж}2}$ увеличивается, что приводит к уменьшению температурного напора $\Delta t = t_{\text{ж}1} - t_{\text{ж}2}$, в результате чего тепловой поток Q от воды к нефтешламу, уменьшается, согласно выражению:

$$Q = k \cdot \Delta t \cdot F.$$

В таблице приведены результаты расчета величин Δt , α_2 , k и Q при различной температуре нефтешлама $t_{\text{ж}2}$. Средняя температура греющей воды в трубках при расчете принята равной $t_{\text{ж}1} = 92,5$ °С; существующая площадь поверхности нагрева $F = 11,5$ м².

Таблица

Результаты поверочного расчета для режима разогрева

$t_{\text{ж}2}, \text{°C}$	$\Delta t, \text{°C}$	$\alpha_2, \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$	$k, \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$	$Q, \text{кВт}$
25	67,5	122,5	120,5	93,6
30	62,5	121,7	119,6	90,0
40	52,5	128,1	125,9	76,0
50	42,5	122,6	120,6	58,9
60	32,5	116,2	114,3	42,7
70	22,5	107,0	105,5	27,3
75	17,5	101,0	99,7	20,0

Как следует из таблицы, номинальная мощность котла (95 кВт) используется в существующем вы-

парном аппарате полностью только в начале процесса разогрева нефтешлама, когда температурный напор между греющей водой и нефтешламом является максимальным, после чего с увеличением температуры нефтешлама тепловой поток непрерывно уменьшается. При температуре маслошлама $t_{\text{ж}2} = 75$ °С тепловой поток составляет 20 кВт.

Рассчитаем длительность процесса разогрева нефтешлама. Тепловой поток, подводимый к нефтешламу, идет на увеличение его температуры согласно уравнению:

$$Q = c_{\text{ж}2} \cdot G_{\text{ж}2} \frac{dt_{\text{ж}2}}{d\tau}, \quad (4)$$

где $c_{\text{ж}2}$ – изобарная теплоемкость нефтешлама, кДж/(кг·К), при температуре $t_{\text{ж}2}$; $G_{\text{ж}2}$ – масса загружаемого нефтешлама, кг; τ – время, с.

В выражении (4) величины Q и $c_{\text{ж}2}$ зависят от температуры маслошлама $t_{\text{ж}2}$, поэтому данное уравнение решается численно. Длительность разогрева маслошлама от температуры $t_{\text{ж}20}$ до $t_{\text{ж}2}$ определяется в результате интегрирования последнего выражения:

$$\tau_{\text{нагр}} = G_{\text{ж}2} \int_{t_{\text{ж}20}}^{t_{\text{ж}2}} c_{\text{ж}2} \cdot \frac{dt_{\text{ж}2}}{Q(t_{\text{ж}2})}. \quad (5)$$

Зависимость теплоемкости нефтешлама от температуры $t_{\text{ж}2}$ в диапазоне $20 \div 75$ °С при массовой доле влаги 30% можно описать выражением: $c_{\text{ж}2} = 2,38 + 0,00364 \cdot t_{\text{ж}2}$, кДж/(кг·К).

Теплоемкость масла выбиралась по таблицам для трансформаторного масла [2]. Теплоемкость воды была принята постоянной, равной $4,19$ кДж/(кг·К). Теплоемкость нефтешлама определялась с учетом массовых долей воды и масла в нефтешламе.

Длительность нагрева нефтешлама $2,8$ м³ массой $G_{\text{ж}2} = 2553$ кг с исходным содержанием воды 30% от температуры 20 до 75 °С, рассчитанная по формуле (5), с учетом данных таблицы составит $\tau_{\text{нагр}} = 6990$ с = $116,6$ мин. После окончания режима нагрева наступает режим выпаривания.

Поверочный тепловой расчет установки БРНШ-3 показал, что тепловая мощность котла используется неэффективно, поскольку лишь в начале процесса нагрева нефтешлама вся номинальная мощность котла передается нефтешламу, а в процессе выпаривания тепловой поток от греющей воды к нефтешламу снижается в несколько раз. Для увеличения производительности выпарной установки необходимо увеличить поверхность нагревателя в несколько раз, кроме того, одновременно нужно увеличить охлаждающую мощность калорифера для конденсации увеличенного расхода пара. Теплоту получаемого пара можно утилизировать в дополнительной выпарной ступени, работающей по принципу основного аппарата, только вместо греющей воды дополнительная ступень будет обогреваться паром, выходящим из основной ступени.

Выводы.

Предложена методика теплового расчета выпарного аппарата блока разделения нефтешлама. Проведен поверочный тепловой расчет выпарного аппарата БРНШ-3. Даны общие рекомендации по повышению тепловой эффективности этой установки.

Литература

1. Исаченко, В. Л. Теплопередача / [В. Л. Исаченко и др.]. – М., 1981.
2. Казанцев, Е. И. Промышленные печи. Справочное руководство для расчетов и проектирования / Е. И. Казанцев. – М., 1975.
3. Лыков, А. В. Тепломассообмен: Справочник / А. В. Лыков. – М., 1978.

УДК 681.5 (075.8)

С. А. Поликашов, Б. Ю. Васильев

Национальный минерально-сырьевой университет «Горный»

ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ ЧАСТОТЫ МНОГОДВИГАТЕЛЬНОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА С АКТИВНОЙ КОРРЕКЦИЕЙ КОЭФФИЦИЕНТА МОЩНОСТИ И ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ

Рассмотрены преобразователи частоты многодвигательных асинхронных электромеханических систем. Показаны существующие преобразователи частоты и системы управления многодвигательными электроприводами. Выявлены их недостатки. Предложены структура силовой части преобразователя частоты с активным выпрямителем, обеспечивающего коррекцию коэффициента мощности электропривода, и система автоматического управления электродвигателями, обеспечивающая повышенный уровень энергосбережения. Исследована и проанализирована эффективность предложенных технических решений.

Многодвигательный электропривод, асинхронный двигатель, преобразователь частоты, активный выпрямитель, автономный инвертор, система управления, энергосбережение.

The frequency converters for multimotor electromechanical systems with electrical drive are considered in the paper. The existing frequency converters and control systems of multimotor electrical drive are shown. Demerits of the frequency converters are identified. The power structure of the frequency converter with active rectifier, providing the correction power factor, and the control system electrical drive, providing an increased level of energy savings, is proposed. Efficiency of the proposed solutions is studied and analyzed.

Multimotor electrical drive, induction motion, frequency converter, active rectifier, inverter, control system, energy saving.

Введение.

Современный электропривод промышленных предприятий, как правило, представляет собой многодвигательную электромеханическую систему (МЭС), которая может быть частично или полностью регулируемой. Основой таких систем, в большинстве случаев, являются асинхронные двигатели и силовой полупроводниковый преобразователь частоты [1], [4], [7], [8].

Широкое распространение асинхронные двигатели получили благодаря простой конструкции, высокой надежности, низкой стоимости и возможности с помощью простых технических средств обеспечить регулирование частоты вращения и момента в переходных и установившихся режимах. Основным энергетическим недостатком асинхронных двигателей заключается в низком коэффициенте мощности.

Основная часть.

Для регулирования частоты вращения группы асинхронных двигателей в большинстве случаев используют общий двухзвенный преобразователь частоты (ПЧ), в состав которого входят диодный неуправляемый выпрямитель и транзисторный полностью управляемый автономный инвертор. Струк-

турная схема МЭС с асинхронными двигателями и общим преобразователем частоты, получившая широкое распространение на промышленных предприятиях, представлена на рис. 1.

Такие ПЧ обладают рядом энергетических недостатков. Значительный негативный эффект вносит диодный выпрямитель, который характеризуется низким уровнем электромагнитной совместимости с сетью электроснабжения, что выражается в следующем:

- высоком значении искажения напряжения сети электроснабжения и потребляемого тока;
- низком коэффициенте мощности электропривода;
- односторонней проводимости выпрямителя;
- низком коэффициенте использования трансформатора;
- значительными пульсациями напряжения в звене постоянного тока.

Другой негативный эффект от использования такого преобразователя частоты в МЭС – технологический, обусловлен общей системой управления, которая способна обеспечить только синхронное (одновременное и одинаковое) управление всеми механическими координатами приводных двигателей.