систем // Изв. вуз. Черная металлургия. 1998. № 8. С. 69 – 75.

6. Савельев А.Н., Тимошенков Ю.Г., Бич Т.А. Оценка показателей безотказности и ремонтопригодности агрегатов устойчиво работающей технологической линии МНЛЗ // Изв. вуз. Черная металлургия. 2006. № 6. С. 57 – 60.

7. Савельев А.Н., Тимошенков Ю.Г., Бич Т.А. Идентификация модели распределения элементов в сложной технической системе // Изв. вуз. Черная металлургия. 2004. № 6, С. 64 – 67.

© 2016 г. А.Н. Савельев, С.С. Северьянов, А.В. Савельева

Поступила 01 июня 2016 г.

УДК 621.01:669.02/.09

А.Н. Савельев, С.В. Козлов, Д.О. Анисимов

Сибирский государственный индустриальный университет

ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ МНОГОДВИГАТЕЛЬНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ ХОЛОДИЛЬНИКОВ МНЛЗ

Одним из наиболее распространенных агрегатов, используемых на завершающих участках технологических линий производственных процессов в черной металлургии, являются холодильники. На этих агрегатах горячий металл, постепенно перемещаясь вдоль них, остывает до температуры товарного состояния. Широкое распространение получили холодильники шагающего типа, в которых подвижные балки совершают циклическое поступательное движение в двух плоскостях: вертикальной и горизонтальной. В процессе длительной эволюции приводов этих холодильников инженерные поиски наиболее рационального решения привели к выводу, что наиболее эффективным является гидравлический привод. Однако, наряду с положительными качествами гидравлических приводов при их эксплуатации наблюдаются и отрицательные явления, сдерживающие их широкое применение. Наиболее существенным недостатком гидроприводов в этих агрегатах является наличие в их системе значимых по величине динамических процессов. Результаты анализа надежности работы элементов холодильников машины непрерывного литья заготовок (МНЛЗ) [1] показали, что гидроприводы холодильников достаточно часто (до ста раз в год) выходят из строя. Таким образом, оценка динамических процессов при эксплуатации холодильников МНЛЗ представляет с точки зрения надежности работы этого вида оборудования значительный интерес.

Известно, что динамические процессы в оборудовании по своей частотной характеристике делятся на высоко- и низкочастотные, определяемые частотой колебаний массивных масс технологического агрегата. В настоящей работе разработана модель и выполнена оценка ее применения для определения низкочастотных процессов в гидроприводе холодильников, использующихся в металлургической промышленности. В качестве холодильника-аналога рассмотрен холодильник шагающего типа, установленный в технологической линии МНЛЗ и состоящий из двух секций. Движение подвижных балок каждой из секций осуществляется четырьмя вертикальными и двумя горизонтальными цилиндрами, синхронно работающими от разных источников гидроэнергии. В цикле работы вертикального привода балок холодильника существует участок, когда балки подводятся к остывающему металлу, и участок, когда они поднимают металл. В момент касания подвижных балок металла нагрузка на привод этих балок резко возрастает, а в момент опускания охлаждаемого металла происходит обратный процесс (нагрузка резко падает). Таким образом, в цикле работы вертикального привода подвижных балок существует два момента, когда нагрузка ступенчато на них меняется.

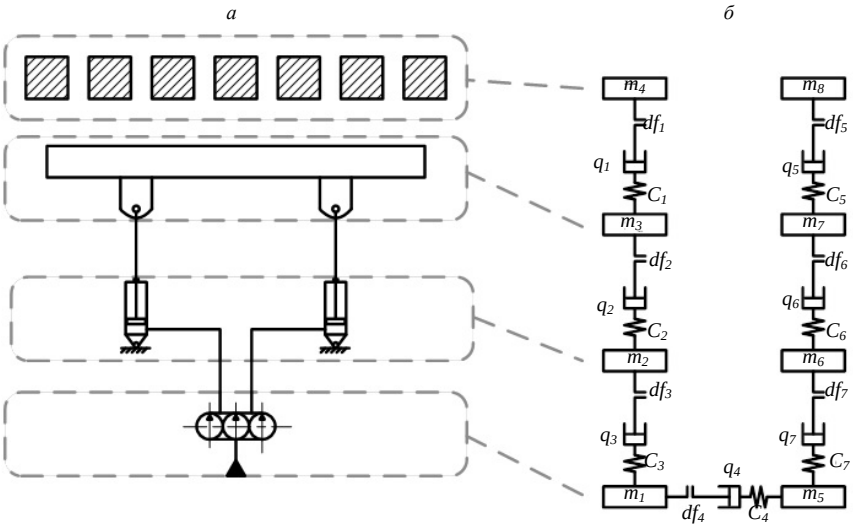

Рис. 1. Формирование динамической модели гидропривода вертикального движения подвижных балок холодильника: *а* – кинематическая схема гидропривода; *б* – динамическая модель привода

Вертикальные цилиндры работают от одной гидросети, подающей энергию на попарно питающиеся цилиндры через делители потока жидкости шестеренного типа (рис. 1). В делителях потока динамические процессы, возникающие на каждом из двигателей, могут вступать во взаимодействие друг с другом. Этот момент с точки зрения характера протекания процессов наложения динамических колебаний друг на друга является наиболее опасным для целостности элементов оборудования. С учетом этого гидравлическая система многодвигательного привода холодильников машины непрерывного литья заготовок с делителем потока представлена в общем случае восьмимассовой динамической моделью (рис. 1). На схеме показаны массы и жесткости подвижных элементов привода, использован метод работы [1]. При формировании динамической модели реальная гидравлическая система была разбита на однородные по конструкции элементы, в результате получена многомассовая динамическая система. Эти элементы были приведены к координатам гидроцилиндра и по принципу концентрации малых масс в точках расположения значительных массовых величин сформирована динамическая модель. Процесс сокращения масс системы контролировался допускаемой величиной отклонения первых трех собственных частот колебаний модели от исходных. Жесткости элементов гидропривода при этом были сконцентрированы между массами системы. К массам модели, которые взаимодействуют с внешней средой, были приложены соответствующие силы внешнего воздействия на гидропривод.

Опираясь на выше описанную динамическую модель привода, была сформирована математическая модель в виде системы дифференциальных уравнений движения каждой из масс:

$$\frac{dx_1}{dt} = \dot{x}_1; \qquad \frac{d\dot{x}_1}{dt} = \frac{F_1}{m_1};$$

$$\frac{dx_2}{dt} = \dot{x}_2; \qquad \frac{d\dot{x}_2}{dt} = \frac{F_2}{m_2};$$

$$\ldots \qquad \ldots$$

$$\frac{dx_n}{dt} = \dot{x}_n; \qquad \frac{d\dot{x}_n}{dt} = \frac{F_n}{m_n},$$

где x_i и $\dot{x}_i$ – перемещение и скорость массы системы; F – сумма сил, действующих на массу; m – масса; t – текущее время; индексы 1…n – номера масс.

В математической модели принят ряд допущений, позволяющих значительно ее упростить без принципиальных при этом изменений ее сути: во-первых, на движение поршней цилиндров оказывает влияние только упругость жидкости, находящейся в цилиндре и трубопроводах между цилиндром и делителем потока; во-вторых, считается незначимым влияние динамических процессов, происходящих на участке гидросистемы от насоса до делителя потока; в-третьих, усилие, возникающее при соприкосновении подвижных балок с металлом, носит ярко выраженный ступенчатый характер. Таким образом, усилие в связях между массами в математической модели описывается уравнениями, учитывающими наличие в них зазоров

Δ_{ij} и демпфирования q_i динамических составляющих процесса колебаний системы. Модель связи выражена следующим уравнением:

$$F_{ij} = q\left(\dot{x}_j - \dot{x}_i\right) + k_{ij},$$

где

$$k_{ij} = \begin{cases} c_{ij}(x_j - x_i + \Delta_{ij}) & \text{при } (x_j - x_i) < -\Delta_{ij}; \\ 0 & \text{при } -\Delta_{ij} < (x_j - x_i) < 0; \\ c_{ij}(x_j - x_i) & \text{при } (x_j - x_i) > 0; \end{cases}$$

q – коэффициент эквивалентного вязкого демпфирования в упругих связях; x_i и $\dot{x}_i$ – перемещение и скорость i-ой массы системы; x_j и $\dot{x}_j$ – перемещение и скорость j-ой массы системы; c_{ij} – жесткость упругой связи; Δ_{ij} – зазор в упругой связи.

Технологическая нагрузка от веса подвижных балок, а также от веса перемещаемого по холодильнику металла в математической модели определяется по следующему выражению:

$$F_{Tк} = m_к g,$$

где $m_к$ – масса заготовок и подвижных балок, на которые действует сила; g – ускорение свободного падения.

При расчете динамического процесса в приводе необходимо знать зависимость усилия $F_{дв}$, создаваемого гидроприводом при перемещении металла в вертикальной плоскости, от времени. Определить усилие гидропривода можно по формуле механической характеристики гидропривода:

$$F_{ДВ} = p_ц f_п = \frac{f_п Q_н}{a_{гп}} U_н - \frac{v f_п^2}{a_{гп}},$$

где $p_ц$ – давление в гидроцилиндре; $f_п$ – площадь поршня; $Q_н$ – подача жидкости в цилиндр; $U_н$ – параметр регулирования; $a_{гп}$ – коэффициент утечек в гидроприводе; v – скорость перемещения рабочего органа цилиндра.

На основе математической модели с использованием интегрированной среды разработки «Delphi» написана программа, в которой интегрирование дифференциальных уравнений осуществляется с помощью стандартной программы Рунеге-Кутта. В качестве примера выполнен расчет силовых составляющих нагрузок, которые возникают в элементах, составляющих ту или иную упругую связь модели. В результате расчета показано, что динамические нагрузки при низких частотах в многодвигательном гидроприводе холодильников в процессе подъема подвижных балок сначала без перемещаемого ими металла, а затем вместе с металлом значительны. В расчете были приняты следующие значения: m_1 = 80 кг, m_2 = 50 кг, m_3 = 18750 кг, m_4 = 43750 кг, m_5 = 80 кг, m_6 = 50 кг, m_7 = 18750 кг, m_8 = 43750 кг; $C_{1,2,4,5,6} = 9 \cdot 10^{11}$, $C_{3,7} = 7 \cdot 10^{11}$; $\Delta_{2,3,4,6,7} = 5 \cdot 10^{-4}$, $\Delta_{1,5} = 5 \cdot 10^{-2}$м; $q_{2,3,4,6,7} = 5 \cdot 10^6$ Н·с/м, $q_{1,5}$ = 13500 Н·с/м.

Результаты моделирования динамических процессов в вертикальном приводе холодильника шагающего типа приведены на рис. 2. Нагрузки в разных элементах привода отличаются друг от друга, причем это отличие значительно.

Известно, что динамические процессы в оборудовании оказывают сильное влияние на надежность работы элементов машин. В связи с этим интересно сопоставить показатели надежности элементов привода с расчетной величиной динамических нагрузок. Сопоставление надежности данных элементов привода [2] с коэффициентами динамичности, возникающими в элементах гидропривода холодильника МНЛЗ, показаны на рис. 3. При близких значениях статических и динамических нагрузок наименьшей надежностью обладают цилиндры гидропривода. Это, по всей вероятности, связано с тем, что в этих устройствах существует ряд подверженных интенсивному износу пар трения скольжения.

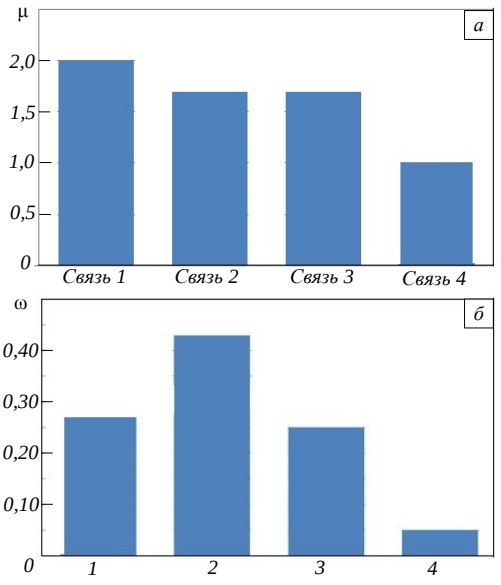

Рисунок 3. Сопоставление коэффициента динамической нагрузки (*а*) в связях *1 – 4* и частоты (*б*) встречаемости выхода из строя элементов привода вертикального подъема балок холодильника:
1 – подвижные балки; *2* – гидроцилиндры привода балок; *3* – подводящие к цилиндрам трубопроводы; *4* – делители потока

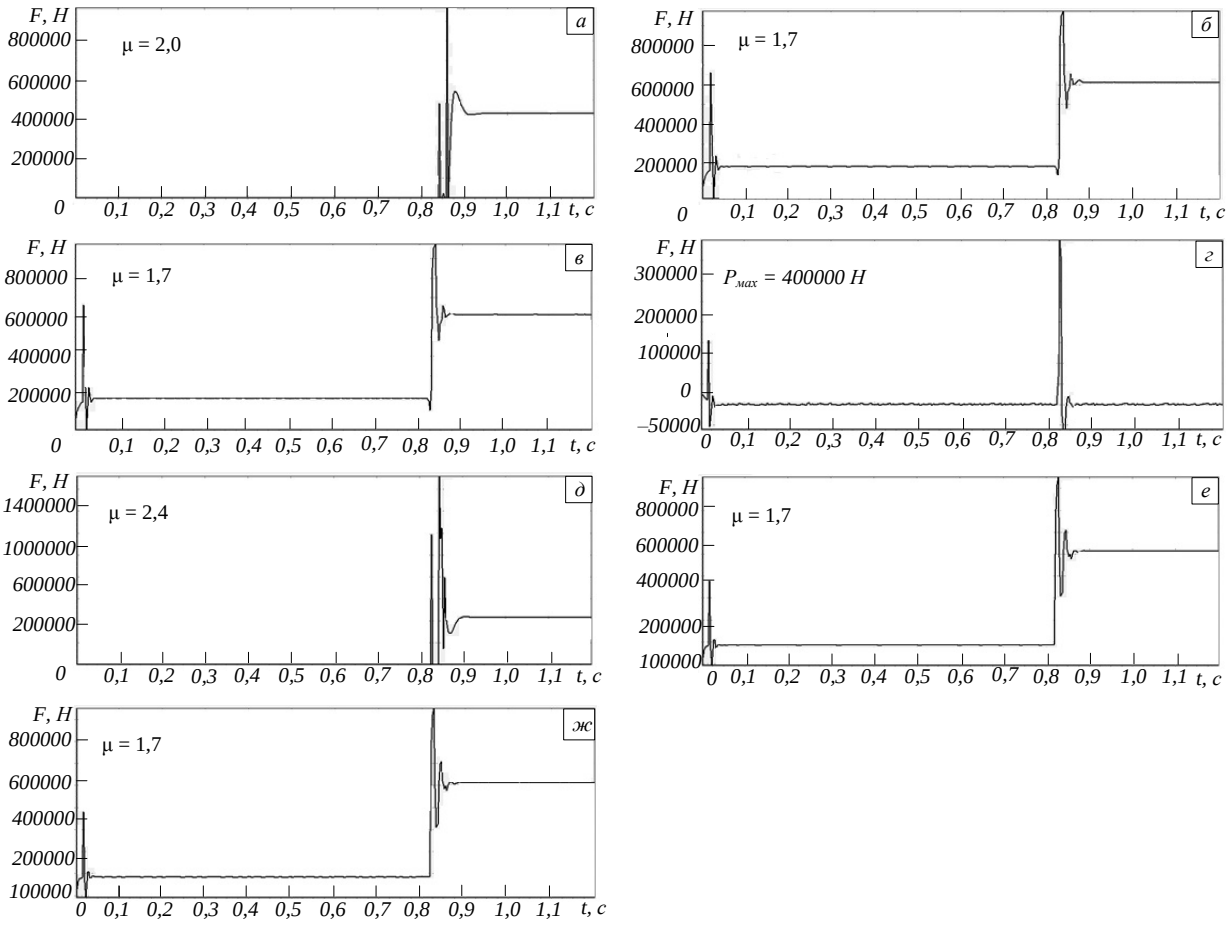

Рис. 2. Характер изменения нагрузок (*а – ж*), возникающих в связях *1 – 7* между массами динамической модели в первой половине цикла работы привода (μ – коэффициент динамичности нагрузки)

Выводы. Сформированная динамическая модель многодвигательного гидропривода холодильников шагающего типа позволяет оценить возникающие в гидроприводе низкочастотные динамические процессы, что дает возможность рекомендовать эту модель к использованию в инженерных расчетах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Савельев А.Н., Ступаков М.И. Определение динамических нагрузок в технологическом оборудовании: Учеб. пособие. – Новокузнецк: изд. СибГИУ, 1999. – 82 с.

2. Савельев А.Н., Козлов С.В. Оценка эксплуатационной надежности холодильника МНЛЗ с гидроприводом. – В кн.: Материалы шестнадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения. – Новокузнецк: изд. СибГИУ, 2006. – 240 с.

© А.*Н. Савельев, С.В. Козлов, Д.О. Анисимов*
Поступила 01 июня 2016 г.

ЭНЕРГЕТИКА И ЭЛЕКТРОТЕХНОЛОГИИ

УДК 621.51:621.313

А.В. Герасимук, М.В. Кипервассер, Е.Н. Топильская

Сибирский государственный индустриальный университет

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРЕВА МОЩНОГО ВЫСОКОВОЛЬТНОГО СИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ПРИ ВНЕЗАПНОМ ОТКЛЮЧЕНИИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Высоковольтные синхронные электродвигатели широко используются в горно-металлургических кластерах промышленности различных регионов. Примерами применения таких двигателей являются турбокомпрессорные установки, подъемные машины, прокатные станы. Известно, что достоинствами этих двигателей являются высокий (96 – 98 %) КПД (особенно двигатели большой мощности) и возможность регулирования коэффициента мощности под нагрузкой.

Для обеспечения контроля аварийных режимов высоковольтные электродвигатели снабжаются комплексом стандартных релейных защит [1]:

– токовая отсечка (ТО);
– дифференциальная зашита (ДЗТ);
– защита от замыканий на землю (ОЗЗ);
– защита минимального напряжения (ЗМН);
– от потери питания;
– от неполнофазного режима работы;
– от длительных перегрузок;
– от асинхронного хода;
– от колебаний нагрузки.

В процессе работы производится контроль электрических параметров, а также контроль температуры обмоток и магнитопровода, вибраций, мониторинг работы системы охлаждения электрической машины [2].

Известны случаи, когда выход из строя системы охлаждения электродвигателя приводит к его сильному перегреву. Такое явление сопровождается разрушением изоляции обмоток статора, возникновением вследствие этого внутренних межвитковых коротких замыканий, замыканий фазных обмоток между собой и на корпус машины. Восстановление работоспособности машины после указанных событий возможно только путем проведения сложного и дорогостоящего ремонта. При этом ни одна из перечисленных выше стандартных релейных защит не выявляет описанную аварийную ситуацию и не защищает машину от разрушения изоляции обмоток. Существуют специализированные виды защиты для контроля теплового состояния машины. Согласно пунктам правил устройства электроустановок на электродвигателях, имеющих принудительную вентиляцию, следует устанавливать защиту: воздействие на сигнал и/или отключение электродвигателя при повышении температуры или прекращении действия вентиляции. Электродвигатели с водяным охлаждением обмоток и активной стали статора, а также с встроенными воздухоохладителями, охлаждаемыми водой, должны иметь защиту, действующую на сигнал при уменьшении потока воды ниже заданного значения и на отключение электродвигателя при его прекращении [3]. Однако, как показывает практика, имеют место случаи, когда такие защиты не срабатывают из-за неисправности датчиков или неработоспособности данных защит в силу различных других причин.

В настоящей работе рассматривается методика расчета допустимого времени работы синхронного двигателя при полном отключении системы охлаждения (СО), необходимого для принятия решения по отключению его от питающей сети или перезапуску СО. При выводе формул не учитывали передачу тепла от двигателя фундаментной плите, так как теплопроводность бетона невелика и площадь пятна контакта двигателя с плитой значительно меньше общей площади поверхности машины.

В качестве примера рассмотрен двигатель СТД (СТДП)-10000 номинальной электрической мощностью $P_Э$ = 10 МВт, КПД = 97,7 % [1].

Как известно, не вся электрическая мощность $P_Э$, подводимая к электродвигателю, вследствие наличия активного сопротивления обмоток статора и ротора, сил трения в подшипниках, потерь в магнитопроводе из-за гистерезиса и вихревых токов преобразуется в механическую мощность $P_М$; часть мощности, которая теряется из-за указанных причин, преобразуется в тепловую мощность ΔP (тепло-

вые потери). Эти потери учитываются при расчете КПД двигателя [4]:

$$\eta = P_Э / P_М.$$

Тепловая мощность, генерируемая в процессе работы, определяется по следующей формуле:

$$\Delta P = P_Э - \eta P_Э = P_Э (1-\eta) = 10000(1-0{,}977) = 230 \text{ к Вт}.$$

В нормальном режиме работы тепловая энергия ΔP отводится системой охлаждения от электродвигателя во внешнюю среду, не позволяя обмоткам статора и ротора разогреться до недопустимых температур. Для двигателя СТД (СТДП)-10000 максимальная допустимая температура обмоток и магнитопровода ($t_{доп}$) составляет 120 – 130 °С [5].

Установившаяся температура нагрева двигателя может быть определена по формуле

$$t_y = \Delta P \frac{1}{\alpha F} = 230 \frac{1}{8 \cdot 33{,}464} = 859 \text{ K} = 586 \text{ °C}, \quad (1)$$

где F = 33,464 м^2 – площадь поверхности охлаждения (кожуха) двигателя; α = 8 Вт/(К · м^2) – коэффициент теплоотдачи поверхностью стального кожуха двигателя в воздушную среду.

Следует уточнить, что максимальная возможная температура нагрева – величина теоретическая. В реальности нагрев до такой температуры невозможен, так как термическая стойкость изоляции, определяемая классом нагревостойкости, обычно допускает нагрев максимум лишь до 220 °С. При значительном превышении этой температуры изоляция начнет разрушаться и, как следствие, разовьется внутреннее повреждение электродвигателя, после этого двигатель будет отключен средствами ДЗТ (при условии, что ДЗТ сохранила свою работоспособность при перегреве).

Кожух двигателя СТД-10000 представляет собой полуцилиндр, площадь его поверхности вычисляется как сумма полусуммы площади боковой поверхности и двух поверхностей его торцов и плоской стороны:

$$F = [2\pi Rl + 2\pi R^2 / 2] / 2 + 2Rl = \pi\left(Rl + R^2 / 2\right) + 2Rl = \pi\left(1{,}7 \cdot 3{,}31 + 1{,}7^2 / 2\right) + 2 \cdot 1{,}7 \cdot 3{,}31 = 33{,}464 \text{ м}^2,$$

где R = 1,7 м – радиус кожуха; l = 3,31 м – длина кожуха.

В формуле (1) не учитываются тепловые потери излучением с поверхности кожуха машины. Мощность потерь тепла излучением при установившейся температуре находится по уравнению Стефана-Больцмана:

$$\Delta P_{лч} = 4{,}8 \cdot 10^{-8} (t_y^{\,4} - t_c^{\,4}) F,$$

где t_c = 293 К – температура окружающей среды.

Преобразуем формулу (1) следующим образом:

$$t_к = (\Delta P - \Delta P_{из}) \frac{1}{\alpha F} = \left[\Delta P - 4{,}8 \cdot 10^{-8} (t_y^4 - t_c^4) F\right] \frac{1}{\alpha F}$$

После раскрытия скобок и приведения этого уравнения к стандартному виду получим уравнение четвертой степени относительно t_y:

$$-4{,}8 \cdot 10^{-8} t_y^{\,4} F - \alpha F t_y + \Delta P + 4{,}8 \cdot 10^{-8} t_c^{\,4} F = 0. \quad (2)$$

В результате решения уравнения (2) по методу Феррари значение установившейся температуры (t_y) составляет 508 К = 235 °С.

Для расчета времени нагрева (τ) электродвигателя до максимально допустимой температуры ($t_{доп}$) воспользуемся известной формулой работы [4]:

$$\tau = T \ln \frac{t_y - t_c}{t_y - t_{доп}} = 30 \ln \frac{224 - 20}{224 - 130} = 21{,}5 \text{ мин},$$

где T = 30 мин – постоянная времени нагрева двигателя [6].

В нормальном режиме работы мощного синхронного двигателя отключение системы охлаждения является серьезной проблемой и необходимо принимать срочные меры либо по быстрому перезапуску системы охлаждения, если это возможно, либо отключать двигатель от сети.

При неполнофазном режиме работы электродвигателя ток в каждой из двух рабочих фаз возрастает от 1,6 до 2,5 раз [1]. Согласно известному выражению тепловыделение в обмотках статора в таком режиме возрастет пропорционально квадрату тока:

$$\Delta P = I_Н^2 R,$$

здесь $I_н$ – номинальный ток статора синхронного двигателя, А; R – активное сопротивления обмотки статора, Ом.

Для упрощения анализа режима примем, что вся тепловая мощность генерируется в обмотках статора; тогда можно записать равенство

$$\Delta P = I_н^2 R = 230 \text{ кВт}. \qquad (3)$$

Так как соединения обмоток двигателя СТД (СТДП)-1600 выполнены звездой, то при потере одной фазы питания одна фазная обмотка окажется отключенной от сети, то есть тепловая мощность будет генерироваться только двумя работающими фазами. С учетом вышеизложенного выражения (3) и кратности тока в работающих фазах при неполнофазном режиме получим:

$$\Delta P' = \frac{2}{3}\left(2{,}5 I_н\right)^2 R = \frac{2}{3} 6{,}25 I_н^2 R = 4{,}16 \Delta P = 958 \text{ кВт}.$$

При пересчете параметров нагрева при одновременном отключении системы охлаждения и возникновении неполнофазного режима работы электродвигателя установившаяся температура ($t'_к$) составит 823 К = 550 °С.

Время нагрева обмоток статора до максимально допустимой температуры составит

$$\tau = 30 \ln \frac{550 - 20}{550 - 130} = 7 \text{ мин}.$$

Таким образом, в ситуации, когда двигатель теряет одну из фаз питания, нагрев происходит значительно быстрее [7].

Функцию резервной защиты от неполнофазного режима выполняет, как правило, защита от токовой перегрузки (в случае отсутствия специализированной защиты от неполнофазного режима – защита от токовой перегрузки является основной). Ее уставки следует принимать не более расчетного времени нагрева электродвигателя до максимально допустимой температуры с учетом возможной технологической перегрузки (или времени пуска двигателя):

$$\tau_{тп} < \tau_п < \tau,$$

где $\tau_п$ – уставка времени защиты от перегрузки по току, с; $\tau_{тп}$ – продолжительность возможной технологической перегрузки электродвигателя, с.

Выводы. На основании проведенных расчетов можно заключить, что внезапное отключение системы охлаждения мощного синхронного двигателя является серьезной проблемой, в особенности, если это сопряжено с возникновением неполнофазного режима, так как это приводит к увеличению фазных токов и, как следствие, к быстрому разогреву двигателя до недопустимых температур. В ситуации, когда релейные защиты не отключают двигатель по каким-либо причинам, дежурный персонал должен произвести отключение двигателя не позднее истечения расчетного времени нагрева до максимально допустимой температуры.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Релейная защита электродвигателей напряжением 6 – 10 кВ терминалами БМРЗ: методика расчета / С.А. Гондуров, С.В. Михалев, М.Г. Пирогов, А.Л. Соловьев. – СПб.: ПЭИПК, 2013. – 60 с.
2. Пугачев Е.В., Кипервассер М.В., Герасимук А.В. Исследование переходного процесса в цепи тока приводного электродвигателя при аварии турбокомпрессора // Вестник Сибирского государственного индустриального университета. 2015. № 2 (12). С. 45 – 48.
3. Библия электрика: ПУЭ, МПОТ, ПТЭ. – М.: Эксмо, 2012. – 752 с.
4. Костенко М.П., Пиотровский Л.М. Электрические машины. Ч. 2. Машины переменного тока. – Л.: Энергия, 1973. – 648 с.
5. Слодарж М.И. Режимы работы, релейная защита и автоматика синхронных электродвигателей. – М.: Энергия, 1977. – 216 с.
6. Брускин Д.Э., Зорохович А.Е., Хвостов В.С. Электрические машины. В 2-х ч. Ч. 2: Учебник для электротехн. спец. вузов. – М.: Высшая школа, 1979. – 304 с.
7. Филлипов И.Ф. Теплообмен в электрических машинах. Учебное пособие для вузов. – Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отд-ние, 1986. – 256 с.

© 2016г. А.В. Герасимук, М.В. Кипервассер, Е.И. Топильская.
Поступила 26 мая 2016 г.