

УДК 621.313.322-81

А. Н. МИНКО, асп.; зав. сектором ГП з-д «Електротяжмаш», Харьков;
В. В. ШЕВЧЕНКО, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»;
В. Ю. ГОРДИЕНКО, зав. отделом, ГП з-д «Електротяжмаш», Харьков

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ УЗЛОВ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ С ВОДОРОДНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

В статье предложен критерий выбора эффективных геометрических параметров маслоуловителя уплотнительного узла турбогенератора с водородным охлаждением его внутреннего объема (на примере маслоуловителя). Выполнено математическое моделирование рабочей зоны маслоуловителя с учетом её геометрии и параметров охлаждающей среды внутреннего объема машины. Полученные практические рекомендации могут быть полезны для инженеров и научных сотрудников, занимающихся проектированием, ремонтом и оптимизацией уплотнительных узлов крупных электрических машин.

Ключевые слова: турбогенератор, маслоуловитель, геометрические параметры.

Введение. Одним из основных показателей надежности и эффективности работы турбогенераторов (ТГ) с водородным охлаждением внутреннего объема машины является конструкция уплотнительного узла защитного щита в местах выхода вала ротора [1, 2]. В современных ТГ с замкнутой системой вентиляции, т.е. с избыточным давлением внутри корпуса генератора, выбор системы уплотнения в местах выхода вала осуществляется для двух различных вариантов: система «газ-газ», например, «водород-воздух», и система «газ-жидкость», например, «масло-воздух». Основными элементами узлов уплотнения являются, рис. 1:

- при разделении водорода и воздуха – обойма масляного уплотнения 1 (содержащая вкладыш уплотнения);
- при разделении масла и воздуха – внутренний 2 и наружный 3 маслоуловитель.

Анализ основных достижений и литературы. В современной технической литературе [2, 3] рассмотрены стандартные вопросы расчета, построения и конструирования схем маслоснабжения уплотнительных узлов, которые сводятся к выбору некоторых геометрических параметров, например, размера радиальной щели (h_0), т.е. зазора между ротором ТГ и рабочей поверхностью уплотнительного устройства. Как правило, этот выбор осуществляется с учетом только таких параметров, как величина протечек (Q) через уплотнение и уровень падения давления масла в уплотнении (P_Δ).

Однако недостаточно раскрыт вопрос выбора геометрии рабочей зоны маслоуловителя, обеспечивающей надежную эксплуатацию крупных электрических машин.

Цель настоящего исследования – определение критериев выбора геометрических параметров уплотнительного узла защитного щита ТГ с водородным охлаждением, обладающих оптимальными эксплуатационными показателями.

Материалы исследования. Расчеты проведены для ТГ мощностью 200–500 МВт, у которых диаметр шейки вала ротора в зоне уплотнения находится в диапазоне 350–600 мм. Среди необходимых геометрических размеров рабочей зоны маслоуловителя, выделим следующие (рис. 2): h_0 – зазор между ротором и рабочей поверхностью маслоуловителя, мм; l_k – ширина маслосбрасывающей канавки, мм;

© А.Н. Минко, В.В. Шевченко, В.Ю. Гордиенко, 2014

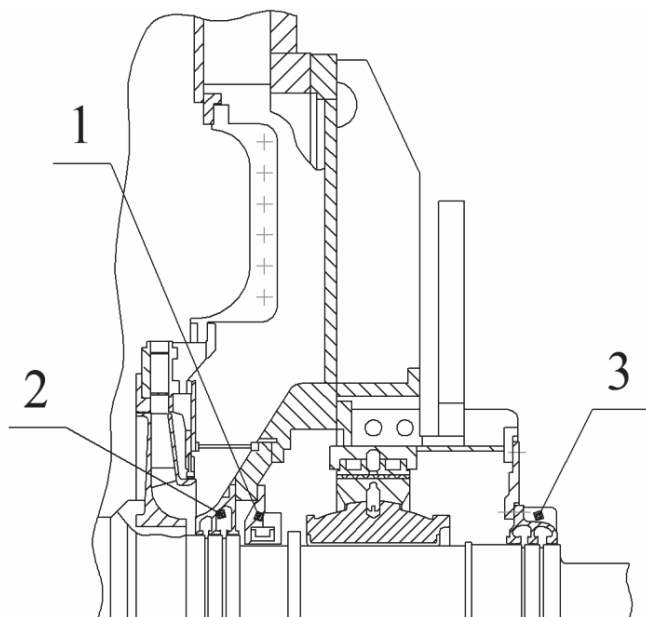


Рис. 1 – Уплотнительные узлы в ТГ с избыточным давлением внутри корпуса:
1 – обойма масляного уплотнения и вкладыш уплотнения; 2, 3 – внутренний и наружный маслоуловители, соответственно

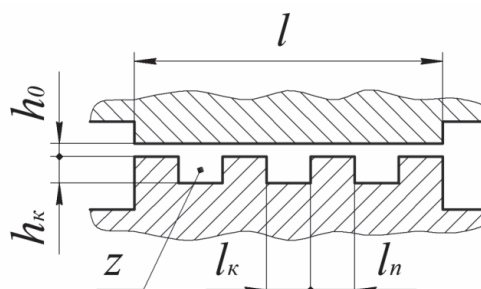


Рис. 2 – Группа основных геометрических размеров маслоуловителя

h_k – глубина маслосбрасывающей канавки, мм; l_n – расстояние между канавками, мм; l – общая длина рабочей поверхности маслоуловителя, мм; z – количество маслосбрасывающих канавок, шт.

Главным требованием, предъявляемым к маслоуловителям, является минимизация объема протечек, величина которых определяется следующим образом

$$Q = \frac{\pi D h_0 \Delta p}{2 \mu l_{\text{эф}}} \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2 \right), \quad (1)$$

где D – диаметр шейки вала ротора, мм; $l_{\text{эф}} = l - \sum l_k$ – эффективная длина рабочей поверхности маслоуловителя, мм; $\Delta p = p_s - p_a$ – перепад давления в щели, МПа; p_s – давление до уплотнительного элемента, МПа; p_a – давление после уплотнительного элемента, МПа; μ – динамическая вязкость среды, МПа·с; ε – коэффициент эксцентриситета (для концентрической щели $\varepsilon = 0$, для эксцентричной щели $\varepsilon = 1$).

При условии минимизации значения Q необходимо определить главные размеры рабочей зоны маслоуловителя: l и z . Воспользуемся для этого выражением, приведенным в [4]

$$z = \frac{l}{60 h_0} + \frac{2}{3}, \quad (2)$$

откуда

$$h_0 = \frac{l}{60 z + 40}. \quad (3)$$

Примем параметр щели (h_0), как основной показатель, и, используя экспериментальные данные, [4], получим некоторые зависимости расчета геометрии

рабочей зоны маслоуловителя. Эти зависимости могут быть описаны системой уравнений, которые имеют некоторую область «разброса» возможных значений:

$$\begin{cases} (l_k + l_n)/h_0 = 15 \dots 25; \\ (h_k/l_0) = 3 \dots 10; \\ l_k/(l_k + l_n) = 0,5 \dots 1,0; \\ l_n \approx 40h_0. \end{cases} \quad (4)$$

Представленная система уравнений позволяет определить возможную геометрию рабочей зоны маслоуловителя, однако диапазон результатов определен достаточно широкими границами (15...25); (3...10); (0,5...1,0), что позволяет говорить о значительной неточности получаемых результатов.

Результаты исследования. Исходя из условия (1) и принимая во внимание (3), а также то, что количество канавок не может быть дробным числом, т.е. $z = 1, 2, 3, 4 \dots n$; построим графики зависимости $l = f(h_0)$ для первых пяти значений z (т.е. $n = 1-5$), рис. 3.

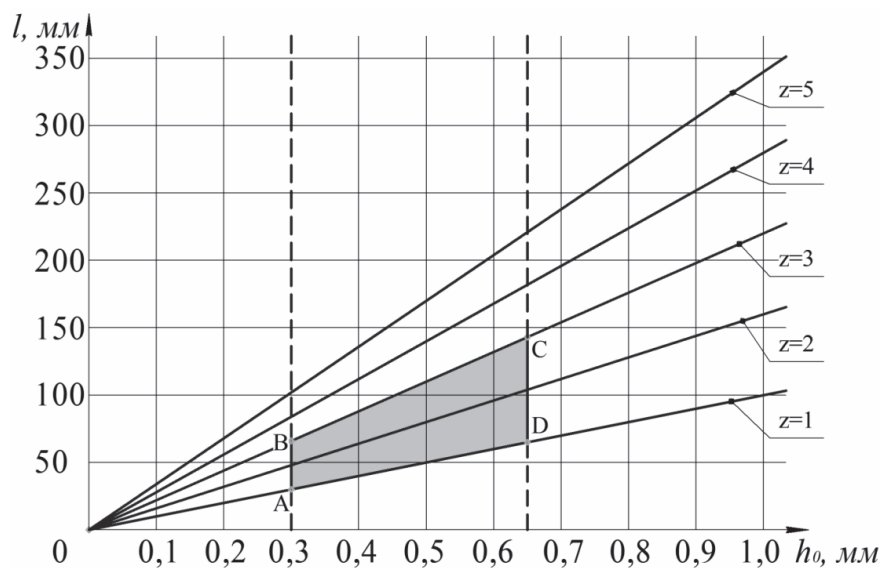


Рис. 3 – Область оптимальных значений геометрии маслоуловителя

Анализируя полученную зависимость, выделим границы рекомендуемых нами значений геометрических размеров:

- нижняя граница: $A-D$ ($z = 1$) соответствует минимальному числу канавок, необходимому для нормальной работы уплотнительного элемента (по допустимой величине протечки масла);
- верхней границей принимаем $B-C$ ($z = 3$), которая определена с учетом всех остальных параметров: при большем количестве канавок, например, $z = 5$, для обеспечения оптимальной величины $l_{эф}$, согласно требованиям минимизации объема протечек (1), значительно возрастает общая длина рабочей поверхности маслоуловителя l ;
- положение левой и правой границ: $A-B$ и $C-D$, – мы ограничили диапазоном $h_0 = 0,3 - 0,65$ мм из соображений минимизации уровня потерь давления P_Δ , согласно рекомендациям, которое следует из выражения

$$P_{\Delta} = \left(\frac{\gamma l_{\text{эф}}}{2h_2} + z\beta \right) \frac{1}{2} \rho v^2, \quad (5)$$

где γ – коэффициент сопротивления трению на участках l_n , о.е.; β – коэффициент местных потерь, о.е.; ρ – плотность масла на уплотнении, кг/м³; v – скорость течения масла на уплотнении, м/с.

Область $ABCD$, выделенная на рис. 3, является рекомендуемой областью выбора геометрических параметров маслоуловителя для ТГ большой мощности (с учетом принятых допущений).

Выводы

1) Используя выражение (3) и определив для конкретного генератора рекомендуемую область оптимальных значений геометрических параметров уплотнительных узлов (маслоуловителей), (рис. 3, $ABCD$), можно проводить более эффективное проектирование этих узлов в ТГ с избыточным давлением водорода (воздуха) внутри объема машины, с обеспечением оптимальных эксплуатационных показателей, с сохранением требований минимизации величины протечек (Q) через уплотнение и уровней падения давления масла в уплотнении (P_{Δ}).

2) Полученный способ уточнения рекомендуемых значений геометрии уплотнительного узла может быть применен для случая использования любого технического масла (расчет и построения проводились для турбинного масла Тп-22) и избыточного давления водорода внутри ТГ до 0,3 МПа.

Список литературы: 1. Кузьмин, В. В. Оптимизация массогабаритных параметров неактивных частей турбогенераторов [Текст]: моногр. / В. В. Кузьмин, В. В. Шевченко, А. Н. Минко. – Х.: Монограф СПДФЛ Чальцев А. В., 2012. – 246 с. – ISBN 978-966-8766-25-1. 2. Шевченко, В. В. Развитие систем охлаждения и оптимизация конструкций турбогенераторов [Текст]: моногр. / В. В. Шевченко, А. Н. Минко. – Х.: Изд. Иванченко И. С., 2013. – 242 с. – ISBN 978-617-7033-20-1. 3. Голоднова, О. С. Эксплуатация схем маслоснабжения и уплотнений турбогенераторов с водородным охлаждением [Текст] / О. С. Голоднова. – М.: Энергия, 1978. – 80 с. 4. Уплотнение и уплотнительная техника [Текст]: справ. / Л. А. Кондаков, В. В. Гордеев и др.; под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1994. – 448 с.

Bibliography (transliterated): 1. Kuz'min, V. V., V. V. Shevchenko and A. N. Minko. *Optimizacija massogabaritnyh parametrov neaktivnyh chastej turbogeneratorov*. Kharkov. Monograf SPDFL Chal'cev A.V., 2012. ISBN 978-966-8766-25-1. Print. 2. Shevchenko, V. V., and A. N. Minko. *Razvitie sistem ohlazhdenija i optimizacija konstrukcij turbogeneratorov*. Kharkov: Izd. Ivanchenko I.S., 2013. ISBN 978-617-7033-20-1. Print. 3. Golodnova, O. S. *Jekspluatacija shem maslosnabzhenija i uplotnenij turbogeneratorov s vodorodnym ohlazhdeniem*. Moscow: Jenergija, 1978. Print. 4. Kondakov, L.A., et al. *Uplotnenie i uplotnitel'naja tehnika*. Ed. A. I. Golubeva, L.A. Kondakova. Moscow: Mashinostroenie, 1994. Print.

Поступила (received) 27.12.2013