

КОЭФФИЦИЕНТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ И КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОКНА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗОЛОТНИКОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

В. А. ХОХЛОВ

(Москва)

Рассматривается характер изменения коэффициента гидравлических потерь и коэффициента расхода жидкости через окна цилиндрических золотников гидравлических исполнительных механизмов систем регулирования.

Введение

В качестве устройств, выполняющих функцию перемещения органов управления систем регулирования, широкое распространение получили гидравлические исполнительные механизмы с дроссельным (золотниковым) управлением. Одним из основных факторов, определяющих работу такого рода устройств, являются гидравлические потери напора рабочей жидкости в золотниках и соединительных трубопроводах. Для подтверждения этого положения достаточно отметить, что основная часть энергии приводного насоса расходуется на преодоление этих потерь.

Наибольший удельный вес в большинстве исполнительных механизмов имеют гидравлические потери в золотниках. Гидравлические потери в соединительных трубопроводах сравнительно малы.

При проектировании и анализе гидравлических исполнительных механизмов гидравлическими потерями в соединительных трубопроводах обычно пренебрегают. В тех же случаях, когда трубопроводы имеют значительное число изгибов и большую длину, учет указанных потерь можно произвести известными из литературы, например [1], способами.

Гидравлические же потери в золотниках в настоящее время весьма слабо изучены и недостаточно полно освещены в литературе. Опубликованные по этому вопросу работы [2, 3] далеко не полностью отражают действительный характер их изменения, поскольку в них не учитывались особенности течения жидкости через узкие щели* и утечки в кольцевых зазорах золотниковых пар.

Построение и анализ кривых изменения коэффициента гидравлических потерь, а вместе с тем и коэффициента расхода рабочей жидкости через окна золотников с учетом указанных выше факторов и является предметом настоящей статьи.

* Окна золотников можно рассматривать как узкие щели.

1. Гидравлические потери в цилиндрических золотниках

Схема цилиндрического золотника, гидравлические потери в котором исследуются в настоящей статье, представлена на рис. 1, где обозначено: x — проекция расстояния между кромками a — a золотниковой пары на продольную ось золотника (для открытых окон $x > 0$, для «перекрытых» $x < 0$), δ — радиальный зазор между поршнем золотника и втулкой.

Общие гидравлические потери в золотнике представим в виде суммы местных потерь в рабочих окнах (в зазоре между рабочими кромками) и потерь по длине во внутренней кольцевой полости. Поскольку длина внутренней полости мала и имеет значительное (по отношению к рабочему окну) поперечное сечение, то, очевидно, основная часть гидравлических потерь будет иметь место в окнах a — a (рис. 1).

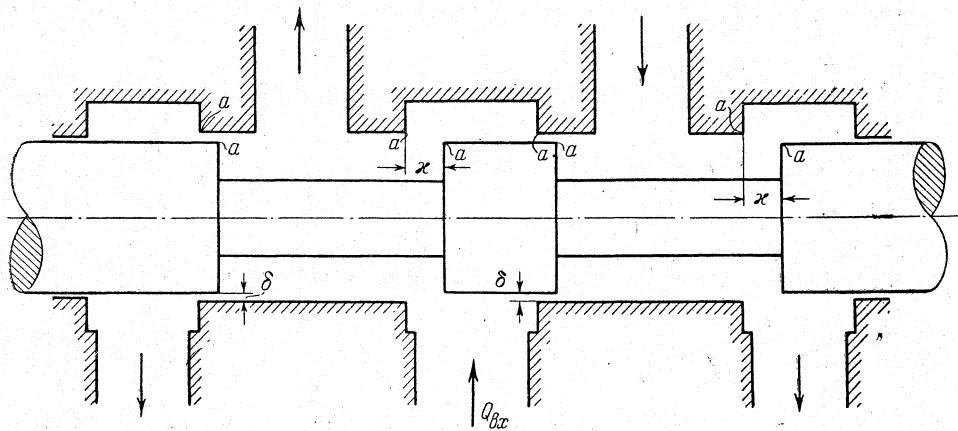


Рис. 1. Схема золотника

Известно, что местные потери напора можно оценить коэффициентом местных сопротивлений ζ . Последний определяется видом местного сопротивления и зависит от режима потока жидкости. При ламинарном потоке коэффициент местных потерь является функцией числа Рейнольдса. При турбулентном потоке влияние числа Рейнольдса практически мало, и поэтому принято считать, что ζ зависит лишь от типа местного сопротивления.

Вследствие сложности учета физических процессов, происходящих в жидкости при ее протекании через узкие окна золотников, возникают трудности в аналитическом расчете перехода ламинарного потока в турбулентный, а следовательно, и в определении коэффициента потерь.

Указанный расчет осложняется также тем, что турбулентный поток не является однородным. В непосредственной близости от стенки может иметь место ламинарный слой или так называемая ламинарная пленка. Многочисленными исследованиями доказано, что толщина ламинарной пленки является функцией числа Рейнольдса и может изменяться в широких пределах [4].

Для определения коэффициента гидравлических потерь, а вместе с тем и характера течения жидкости в окнах золотника воспользуемся результатами работы В. А. Лещенко [5].

Автором указанной работы для различных фиксированных перепадов давлений экспериментально установлена зависимость расхода минерального масла от расстояния между рабочими кромками цилиндрического золотника.

При этом эксперименте стабилизация расхода жидкости во времени * производилась соответствующим подбором режима относительного (осциллирующего) движения рабочих кромок, образующих щель. Следует отметить, что выбранный режим относительных движений (частота $f = 2 \div 10$ гц, амплитуда $\rho_{\max} = 0,01$ мм) в ряде случаев весьма близок к реальным условиям работы золотников. Поэтому можно считать, что результаты указанной работы с достаточной для практических целей точностью отражают реальный процесс течения жидкости через окна золотников.

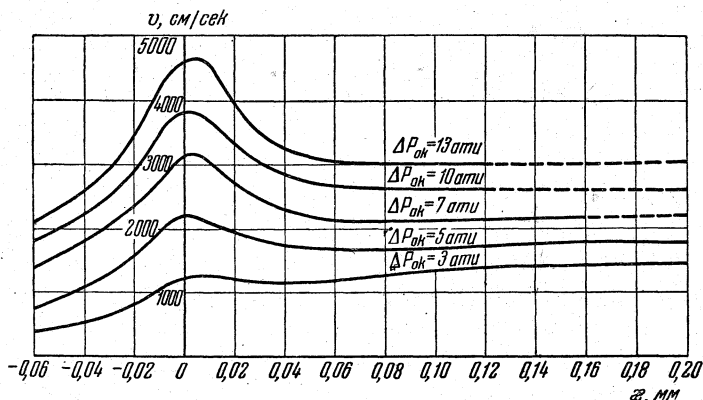


Рис. 2. Кривые изменения средней скорости масла в окнах цилиндрического золотника в зависимости от расстояния между рабочими кромками

В последующем анализе будем оценивать характер течения жидкости по ее средней скорости v в геометрическом сечении окна:

$$v = \frac{Q_B}{\gamma f},$$

где Q_B — весовой секундный расход жидкости, f — геометрическое сечение окна, γ — удельный вес рабочей жидкости.

Считая, что секундный расход жидкости Q_B определяется результатами указанной работы [5], а сечение окна f — геометрическими размерами экспериментальной установки, на которой проводился эксперимент, можно найти среднее значение скорости потока между кромками золотника. Полагая, что окно золотника представляет собой узкую щель прямоугольного сечения, расчетную формулу представим в виде

$$v = \frac{Q_B}{\gamma \frac{\psi}{2} D_3 \sqrt{\delta^2 + \kappa^2}} \quad (V \sqrt{\delta^2 + \kappa^2} = \delta \text{ при } \kappa \ll 0), \quad (1)$$

где D_3 — номинальный диаметр золотника, ψ — суммарный центральный угол окна втулки.

Произведя необходимые расчеты по уравнению (1), можно построить кривые изменения средних скоростей жидкости в окнах золотника в зависимости от осевого расстояния между рабочими кромками. Указанные кривые приведены на рис. 2.

Рассматривая представленные кривые, можно заметить, что средняя скорость жидкости в рабочем окне золотника при неизменном перепаде

* Многочисленными экспериментами установлено [6], что при протекании жидкости через узкие щели, в том числе и окна золотников, ее расход при одних и тех же условиях с течением времени уменьшается. Происходит как бы самоуменьшение проходного сечения. Это явление носит название облитерации.

давлений вполне определяется осевым расстоянием между рабочими кромками x .

Определим коэффициент местных сопротивлений ζ .

Выражая местные потери напора жидкости в окнах золотника через скоростной напор, имеем*

$$\Delta p_{\text{ок}} = \zeta \frac{\gamma v^2}{2g}, \quad (2)$$

где $\Delta p_{\text{ок}}$ — гидравлические потери напора или перепад давлений на окне золотника, $\gamma v^2 / 2g$ — скоростной напор потока масла в рабочем сечении окна золотника.

Отсюда]

$$\zeta = \frac{2g\Delta p_{\text{ок}}}{\gamma v^2}. \quad (3)$$

Используя уравнение (3) и построенные выше графики средних скоростей жидкости в окнах золотника $v = v(x)$, найдем для различных перепадов давлений характер изменения коэффициента местных сопротивлений как функцию осевого расстояния между рабочими кромками. Кривые изменения коэффициента гидравлических потерь в рабочем окне золотника представлены на рис. 3.

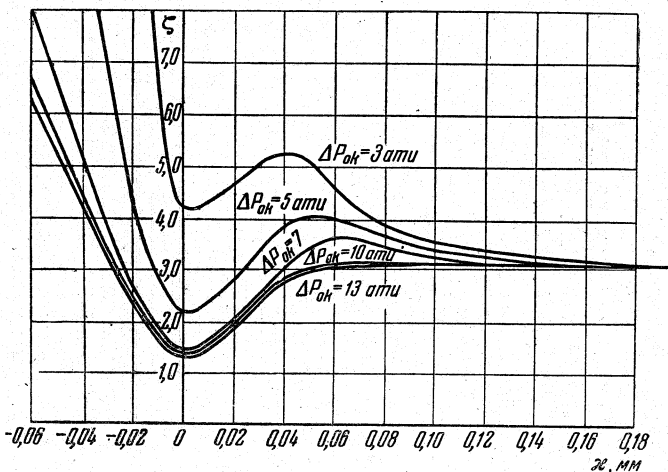


Рис. 3. Кривые изменения коэффициента местного сопротивления в окнах цилиндрического золотника в зависимости от расстояния между рабочими кромками

Анализируя представленные кривые, можно отметить следующее.

1. При постоянном перепаде давлений на окнах золотника коэффициент потерь ζ определяется осевым расстоянием между рабочими кромками.

2. Коэффициент потерь с увеличением осевого зазора стремится к установившемуся значению, равному для весьма часто используемого в гидроприводах масла типа «Турбинное Л»

$$\zeta = 3,1.$$

Величина осевого зазора, соответствующая установившемуся значению коэффициента потерь, зависит от перепада давления в окнах золотника.

* Следует заметить, что коэффициент ζ , определяющий в уравнении (2) потерю напора жидкости, отнесен к ее средней скорости в геометрическом сечении окна.

3. Увеличение перепада давления свыше 7—8 ати при открытых окнах золотника почти не влияет на величину и характер изменения коэффициента потерь.

4. При малой ширине окон золотника коэффициент потерь имеет минимум, величина которого определяется перепадом давления в рассматриваемом сечении.

Можно предположить, что уменьшение коэффициента потерь, а вместе с тем и рост скорости жидкости при малой ширине рабочих окон золотника происходят за счет снижения вязкости, обусловленной нагревом близлежащих к рабочим кромкам слоев потока масла.

С целью определения режима потока жидкости в окнах золотника необходимо рассмотреть характер зависимости коэффициента местных сопротивлений от числа Рейнольдса.

Число Рейнольдса для потока жидкости в узких длинных щелях обычно рассчитывается по формуле

$$Re = 2 \frac{\Delta v}{\nu}, \quad (4)$$

где Δ — геометрическая ширина окна, ν — кинематический коэффициент вязкости.

Рассматривая окно золотника как узкую длинную щель, по уравнению (4) можно найти число Рейнольдса как функцию осевого расстояния между рабочими кромками.

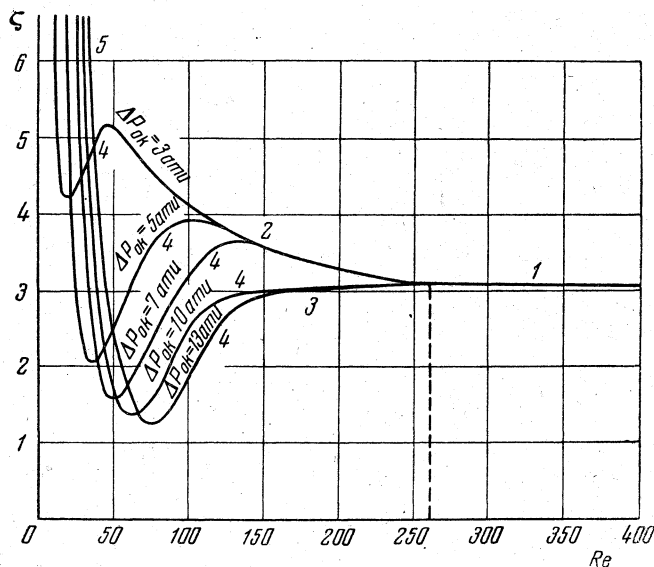


Рис. 4. Кривые изменения коэффициента местного сопротивления в окнах цилиндрического золотника в зависимости от числа Рейнольдса

Таким образом, для постоянного перепада давлений в окнах золотника справедлива система уравнений, записанная в параметрической форме:

$$\begin{aligned} \zeta &= \zeta(x), \\ Re &= Re(x), \end{aligned}$$

где x — параметр.

Исключая последний, можно получить

$$\zeta = \zeta(Re).$$

Характер зависимости коэффициента гидравлических потерь от числа Рейнольдса при постоянных перепадах давлений в окнах золотника показан на рис. 4.

С целью анализа полученных кривых разобьем последние на пять участков.

1. Первый участок соответствует числам Рейнольдса $Re > 260$. Он характеризуется постоянством коэффициента местных гидравлических потерь, независимостью от числа Рейнольдса и от перепада давлений. Последнее указывает на наличие в окне золотника турбулентного потока рабочей жидкости.

2. Второй участок соответствует числам Рейнольдса $Re < 260$. Этот участок характеризуется зависимостью коэффициента гидравлических потерь от числа Рейнольдса. Последнее указывает на возникновение ламинарного потока. Число Рейнольдса $Re = 260$ является критическим для потока жидкости в окнах цилиндрических золотников.

3. Третий участок соответствует числам Рейнольдса $\sim 150 \leq Re \leq 260$. Он характеризуется сохранением турбулентного режима при числе Рейнольдса ниже критического. Существование этого участка может быть объяснено разрушением ламинарной пленки при высоких скоростях потока жидкости (соответствует $\Delta p_{ок} \geq 10$ атм).

4. Четвертый участок характеризуется падением коэффициента гидравлических потерь. Имеет место при малой ширине окон золотника.

5. Пятый участок соответствует перекрытым окнам (кольцевым зазором). Характеризуется резким повышением гидравлических сопротивлений.

2. Коэффициент расхода

В ряде задач, например при расчете скорости выходного вала гидромотора, удобно пользоваться не коэффициентом гидравлических потерь ζ , а коэффициентом расхода μ :

$$\mu = \frac{Q}{Q_0},$$

где Q — секундный расход вязкой (реальной) жидкости через рассматриваемое сечение, Q_0 — секундный расход идеальной (невязкой) жидкости.

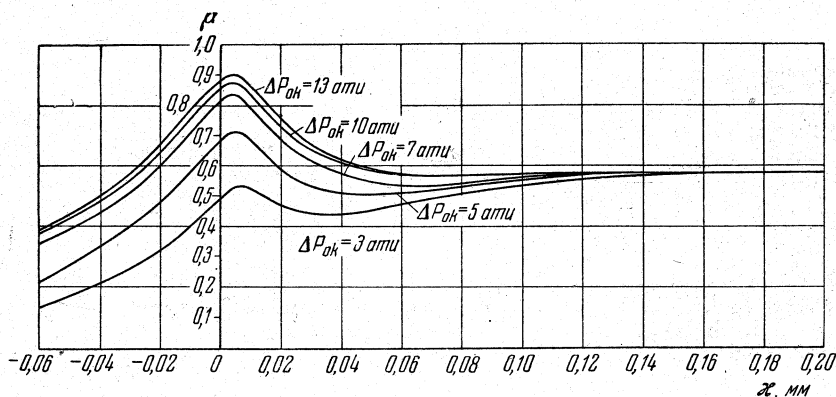


Рис. 5. Кривые изменения коэффициента расхода масла через окна цилиндрических золотников от расстояния между рабочими кромками

Найдем связь между коэффициентом расхода жидкости и коэффициентом местных гидравлических сопротивлений.

Выражая расход жидкости через среднюю скорость и геометрическое сечение окна, а среднюю скорость, в свою очередь, через перепад давле-

ний и коэффициент гидравлических потерь, нетрудно получить

$$Q = f V \sqrt{\frac{2g\Delta P_{\text{ок}}}{\gamma\zeta}},$$

$$Q_0 = f V \sqrt{\frac{2g\Delta P_{\text{ок}}}{\gamma}}.$$

Тогда в рассматриваемом случае

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\zeta}}. \quad (5)$$

Таким образом, коэффициент расхода жидкости определяется коэффициентом гидравлических потерь.

Используя результаты исследования гидравлических сопротивлений в окнах золотников, по уравнению (5) найдем характер изменения коэффициента расхода.

Кривые изменения коэффициента расхода рабочей жидкости через окна цилиндрических золотников представлены на рис. 5.

Из рассмотрения представленных кривых следует, что с увеличением ширины окна золотника коэффициент расхода стремится к установившемуся значению $\mu = 0,57$, соответствующему минеральному маслу марки «Турбинное Л».

Выводы

1. В работе получены кривые изменения коэффициента гидравлических потерь и коэффициента расхода жидкости через окна цилиндрических золотников как функции осевого расстояния между его кромками и перепада давлений.

2. Показано, что критическое число Рейнольдса потока жидкости в окнах цилиндрических золотников равно $Re_{\text{кр}} = 260$.

3. Полученные результаты могут быть использованы при исследовании силовых и скоростных характеристик гидравлических исполнительных механизмов систем автоматического регулирования и следящих систем.

Поступила в редакцию
5 февраля 1954 г.

Цитированная литература

1. Киселев П. Г. Справочник по гидравлическим расчетам. Госэнергоиздат, 1950.
2. Блох З. Ш. К теории сервомоторов гидроприводов. Известия ОТН АН СССР, № 2, 1947.
3. Аркин Л. А. Итоги опытов по дросселированию масла. Сборник статей по регулированию паровых турбин, под ред. Якуба Б. М. и Щегляева А. В. ОНТИ, 1936.
4. Агроскин И. И., Дмитриев Г. Т., Пикалов Ф. И. Гидравлика. Госэнергоиздат, 1950.
5. Лещенко В. А. К вопросу об истечении минерального масла через рабочие щели дроссельных золотников гидравлических следящих систем. Станки и инструмент, № 3, 1952.
6. Вовк Г. П. Экспериментальное исследование щелевых уплотнений. Диссертация, Станкин, 1946.