

В. А. Белков, В. А. Максимов

## ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЗУБЧАТЫХ МУФТ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ТУРБОМАШИН

*Ключевые слова:* зубчатая муфта, компрессорные машины, минимальная толщина смазочного слоя.

*Выполнено параметрическое исследование эксплуатационных характеристик зубчатых муфт. Выявлено влияние основных геометрических и режимных параметров муфт на их работоспособность и выходные характеристики.*

*Keywords:* gear coupling, compressor unit, minimum depth of lubricant vault.

*Parametric research of gear coupling's production characteristics. Influence of the main geometrical and regime parameters on the gear coupling's working capacity and output characteristics.*

Зубчатые муфты (ЗМ) нашли широкое применение в современном машиностроении для соединения передающих врачающий момент элементов в различных механизмах и энергетических установках, в частности, в компрессорных, газоперекачивающих, судовых агрегатах, т.е. там, где затруднительна точная установка узлов.

В настоящее время применяется двойная зубчатая муфта, состоящая из двух зубчатых обойм с прямыми зубьями, двух полумуфт (шестерен) с бочкообразными зубьями и промежуточным валом. Применение бочкообразного зуба в муфтах позволило значительно снизить величину наименьшего гарантированного зазора, необходимого для компенсации перекоса осей, обеспечить более равномерное распределение нагрузки по зубьям муфты, что безусловно способствует повышению износостойкости муфты и создает более благоприятные условия работы с точки зрения долговечности [1].

В существующих конструкциях ЗМ увеличение их способности компенсировать погрешности сборки может быть достигнуто или уменьшением длины зуба или увеличением бокового зазора в зацеплении и длины промежуточного вала. Однако все перечисленное приводит к уменьшению прочности зуба, ухудшению условий работы ЗМ и к увеличению ее габаритов. При перекосе осей валов может иметь место кромочный контакт зубьев, в которых при этом возникают большие напряжения.

Необходимым условием долговечности ЗМ, как показывает практика и опыт, является хорошо организованная смазка контактирующих поверхностей зубьев. Для устранения прогрессирующего износа, контактной коррозии и др. видов разрушения необходимо, чтобы между рабочими профилями зубьев стablyно сохранялась масляная пленка, обеспечивающая режим жидкостного трения.

Современная методика расчета зубчатых муфт [2] включает определение зазоров между зубьями, жесткостей зубьев, числа нагруженных зубьев, при данном врачающемся моменте, распределения нагрузок по зубьям, максимальной нагрузки, напряжения в зубе, температурных деформаций и др. Таким образом, проблему определения нагрузок в муфтах с

жесткими ободьями на сегодняшний день можно считать принципиально решенной. Вопросы же динамики и трибологии зубчатых муфт находятся пока в стадии разработок. В частности не учитываются условия смазки и отвода тепла в зубчатом зацеплении, возможность абразивного износа, схватывания, микрозадания и т.д. Как показали исследования А. П. Попова с соавторами [3], в этом случае не является приемлемым критерий - произведение среднего удельного давления на скорость скольжения с единичным показателем степени. Работоспособность такого соединения следует оценивать по величине минимальной толщины смазочного слоя в контакте между зубьями. Режим жидкостного трения при работе ЗМ полностью обеспечивает оптимальную работу муфт и любой требуемый гарантированный ресурс работы.

Проблема определения толщины масляного слоя между трущимися поверхностями решается методами контактно-гидродинамической теории смазки. Основная сложность этой проблемы обусловлена необходимостью совместного решения задачи гидродинамики для движущейся жидкости между трущимися поверхностями и контактной задачи теории упругости.

С целью определения искомой минимальной толщины смазочного слоя в зацеплении ЗМ разработана математическая модель на основе контактно-гидродинамической теории смазки. Система уравнений состоит из уравнения Рейнольдса для давления и уравнения упругости, решается плоская стационарная контактно-гидродинамическая задача применительно к зубчатому зацеплению [4].

Приняты следующие допущения: течение смазки одномерное, стационарное, изотермное; зависимость вязкости от давления описывается формулой Баруса; контакт бочкообразного и прямого зубьев рассматривается как контакт цилиндра с плоскостью. Решением данной системы уравнений является распределение давлений в смазочном слое, величина максимального давления и минимальной толщины смазочного слоя  $h_{min}$ , на основе которых оценивается работоспособность зубчатых муфт. Минимальная толщина смазки находится из условия равенства внешней нагрузки и несущей способности масляного слоя.

Разработаны алгоритм и программа расчета, которая позволяет, исходя из конкретных условий работы ЗМ, подобрать геометрические параметры муфты таким образом, чтобы обеспечить гидродинамический режим работы ЗМ с максимально допустимой величиной минимальной толщины смазочного слоя  $h_{min}$ .

Проведено параметрическое исследование работы зубчатых муфт. Выявлено влияние основных геометрических и режимных параметров муфт, а именно: числа зубьев, модуля зацепления, радиуса бочкообразности профиля зубьев втулки муфты, ширины зубчатого венца, частоты вращения, средней вязкости масла, передаваемой мощность на валу, пьезометрического коэффициента вязкости, угла перекоса осей на их работоспособность и выходные характеристики.

В качестве объекта для проведения параметрического исследования были выбраны ЗМ, которые по своим геометрическим параметрам и эксплуатационным характеристикам соответствуют муфтам, применяемым на предприятии ОАО “Казанькомпрессормаш”.

При проведении численного исследования изменяется только один геометрический или режимный входной параметр, все остальные параметры остаются постоянными.

Расчеты показывают, что минимальная толщина смазочного слоя в зависимости от числа зубьев  $z$  муфты незначительно снижается, а максимальное давление в смазочном слое значения  $p_{max}$  и контактные напряжения  $\sigma_{HTK}$ , рассчитанное по формуле Герца, существенно уменьшаются (рис.1). При этом максимальное давление в смазочном слое приблизительно на 50% ниже контактных напряжений, что обеспечивает дополнительный запас прочности сопряжения.

С увеличением радиуса бочкообразности зуба  $R_b$  величина минимальной толщины смазочного слоя также увеличивается, а значения  $p_{max}$  и  $\sigma_{HTK}$  снижаются. Однако при больших значениях  $R_b$  ЗМ3 становится неработоспособной из-за кромочного контакта. Пятно контакта в этом случае оказывается смещенным на край зуба и режим жидкостной смазки нарушается. Зубья при работе касаются кромками, что приводит к износу рабочих поверхностей и выходу муфты из строя. Режим работы в других вариантах гидродинамический.

Изменение ширины зуба  $b$  от 15 до 45 мм, как показывают проведенные расчеты, не сказывается на величине минимальной толщины смазочного слоя  $h_{min}$ , а также и на значениях максимального давления в смазочном слое  $p_{max}$  и расчетных контактных напряжений  $\sigma_{HTK}$ . Однако, это справедливо лишь при малых углах перекоса осей обоймы и втулки  $\gamma$ .

С увеличением частоты вращения  $n$  величина минимальной толщины смазочного слоя  $h_{min}$  так же увеличивается, что связано с ростом скорости скольжения поверхностей (рис. 2). При этом снижается передаваемый момент, нагрузка на зубья и величины  $p_{max}$  и  $\sigma_{HTK}$ . Однако с увеличением  $n$  снижается параметр  $P/n$ , который является критерием выбора зубчатых муфт и лежит в определенных пределах, превышение которого приводит к ухудшению работы муфты.

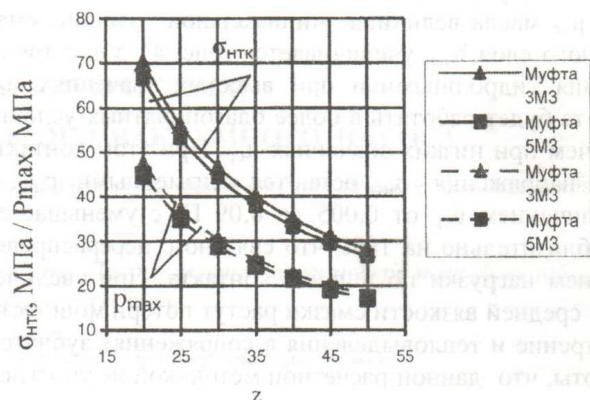


Рис. 1 – Зависимости  $\sigma_{HTK}$  и  $P_{max}$  от  $z$  при решении контактной и контактно-гидродинамической задач

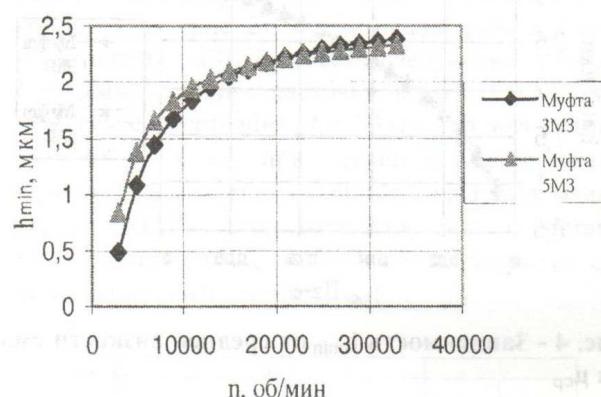


Рис. 2 - Зависимость  $h_{min}$  от частоты вращения  $n$

С увеличением передаваемой муфтой мощности  $P$  происходит увеличение минимально допустимой толщины смазочного слоя (рис.3).

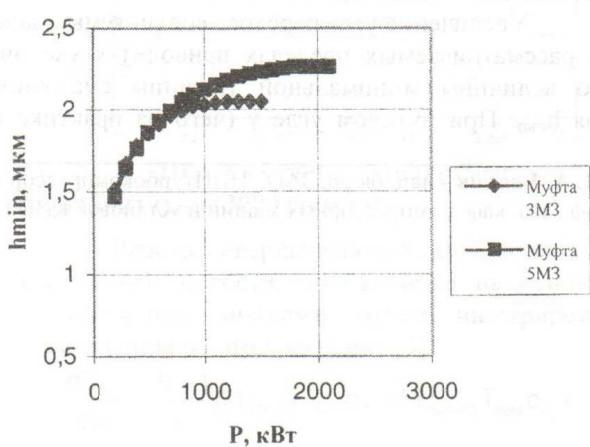


Рис. 3 - Зависимость  $h_{min}$  от передаваемой мощности  $P$

Это связано с тем, что прикладываемая к зубьям нагрузка вследствие деформаций перераспределяется на большую по площади площадку контакта и это для данных конкретных ЗМ приводит к улучшению их работы. Передаваемый момент, нагрузка на зубья и, следовательно, величины  $p_{max}$  и  $\sigma_{HTK}$  возрастают, причем максимальное давление в смазочном слое  $p_{max}$  примерно в 1,5 раза меньше контактных напряжений  $\sigma_{HTK}$ .

С увеличением средней динамической вязкости  $\mu_{cp}$  масла величина минимальной толщины смазочного слоя  $h_{min}$  увеличивается (рис. 4), т.е. с точки зрения гидродинамики при высоких значениях  $\mu_{cp}$  муфта будет работать в более благоприятных условиях, чем при низких значениях  $\mu_{cp}$ . При этом контактные напряжения  $\sigma_{nck}$  остаются неизменными,  $p_{max}$  с увеличением  $\mu_{cp}$  от 0,005 до 0,09 Па·с уменьшается приблизительно на 10%, что связано с перераспределением нагрузки по ширине контакта. При увеличении средней вязкости смазки растут потери мощности на трение и тепловыделения в сопряжениях зубчатой муфты, что данной расчетной методикой не учитывается.

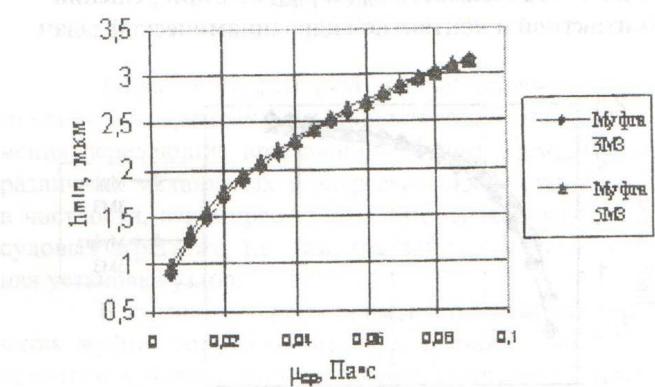


Рис. 4 - Зависимость  $h_{min}$  от средней вязкости смазки  $\mu_{cp}$

Проведенные расчетные исследования показали, что увеличение пьезометрического коэффициента вязкости,  $\alpha_o$  в диапазоне  $(0,05-4,0) \cdot 10^{-8}$  1/Па приводит к снижению примерно на 20% минимальной толщины смазки и уменьшению приблизительно на 10% максимального давления в смазочном слое.

Увеличение угла перекоса соединяемых валов  $\gamma$  в рассматриваемых пределах приводит к увеличению величины минимальной толщины смазочного слоя  $h_{min}$ . При нулевом угле  $\gamma$  (чего на практике не

© В. А. Белков - нач. бюро, ЗАО "НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа", niitk@kazan.ru; В. А. Максимов – д-р техн. наук, проф., зав. каф. компрессорных машин и установок КНИТУ, ctmu@inbox.ru.

бывает) толщина смазочного слоя равна 0. Возрастание значения  $\gamma$  до определенной величины приводит к кромочному контакту зубьев, пятно контакта в этом случае оказывается смещенным на край зуба, режим жидкостной смазки нарушается и муфта начинает работать в неблагоприятных условиях.

Значения максимального давления в смазочном слое  $p_{max}$  при увеличении угла перекоса  $\gamma$  практически не изменяются (за исключением очень малых углов). Как показали численные исследования увеличить допустимый перекос осей зубчатой втулки и обоймы возможно за счет увеличения ширины зубчатой обоймы  $b$  и за счет снижения радиуса бочкообразности зуза  $R_b$ . Так увеличение ширины  $b$  за счет обоймы до значения 45 мм приводит к тому, что кромочный контакт в муфтах происходит при значениях угла перекоса соответственно для ЗМЗ – 0,45°, для 5МЗ – 0,4 град. Таким образом можно повысить допустимую несоосность зубчатых муфт.

С помощью разработанного метода при проектировании зубчатых муфт можно проводить оптимизацию конструкции, рационально выбирать режимные и геометрические параметры муфт компрессорных, газоперекачивающих, судовых и других агрегатов.

## Литература

1. Айрапетов, Э.Л. Зубчатые соединительные муфты / Э.Л.Айрапетов.– М.: Наука, 1991.– 248 с.
2. Романовский, Г.Ф. Основы трибологии судовых зубчатых муфт: Монография / Г.Ф. Романовский, А.Н. Попов.– Николаев: НУК, 2004.– 444с.
3. Попов, А.Н. Зубчатые муфты в судовых агрегатах / А.Н. Попов.– Л.: Судостроение, 1985.– 240 с.