

направление нормали, определяемое углом  $\varepsilon_i = 0,5\pi - \varphi - \gamma$ . В случае совпадения вычисленных значений  $x_i, y_i$  с измеренными выше принятое допущение подтверждается.

После расшифровки зубчатых колёс и выполнения чертежей по измеренным, вычисленным и принятым параметрам необходимо проверить сделанные допущения, корректность измерений и удовлетворительность передачи на основе дополнительных измерений и подробного расчёта геометрии.

**5. Заключение.** В статье изложена возможная последовательность корректной расшифровки параметров главных поверхностей зубьев колёс цилиндрической зубчатой передачи.

**Литература.** 1. Андожский В.Д. Расчёт зубчатых передач.- М.-Л.: Машгиз, 1955.-268 с. 2. Андожский В.Д. Геометрический расчёт модификации головок зубьев // Вестник машиностроения.-1976.-№ 5.-С. 39-42; № 8 –С. 62. 3. Андожский В.Д. Модификация головок зубьев рейкой с линией модификации по дуге окружности // Вестник машиностроения.-1978.-№ 8 –С. 26-29. 4. Курлов В.А. Расшифровка цилиндрических и конических зубчатых передач.- М.: Машиностроение, 1972. – 136 с.

УДК 62-233.21/21

А.Б. Невзорова, А.Т. Єкойбеда, В.Б. Врублевский

## РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ МЕЖДУ ВАЛОМ И ПОДШИПНИКАМИ СКОЛЬЖЕНИЯ САМОСМАЗЫВАЮЩИМИСЯ НА ОСНОВЕ ДРЕВЕСИНЫ

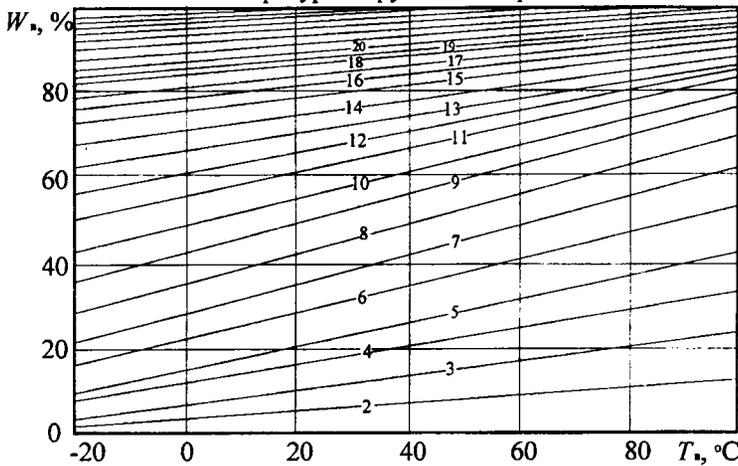
*Белорусский национальный технический университет  
Белорусский государственный университет транспорта,  
Минск, Гомель, Беларусь*

**Введение.** Известно, что минимальные потери мощности на трение и максимальная несущая способность подшипников обуславливаются допустимой величиной зазора между цапфой вала и подшипником скольжения /1, 2/. В последнее время во многих узлах трения машин и механизмов нашли широкое применение подшипники скольжения самосмазывающиеся на основе прессованной древесины торцового гнущья (ПССД) взамен подшипников качения и скольжения как отечественных, так и импортных /3, 4/. Величина оптимального зазора для ПССД зависит от комплекса специфических особенностей совместного поведения древесного вкладыша и вала.

**Целью** настоящей работы является теоретическое обоснование и экспериментальное определение оптимальных зазоров подшипников скольжения самосмазывающихся на основе древесины торцового гнущья и прессования.

**Теоретическое обоснование.** При определении зазора между валом и металлическим подшипником скольжения учитывается тепловое расширение вала и подшипника, шероховатость контактных поверхностей, условия смазки и охлаждения /2/. При определении зазора для ПСС полученных торцовым гнущьем древесных карточек во втулку и одновременным их прессованием должны учитываться природные свойства древесины как в растущем, так и в срубленном состоянии – ее гигроскопичность (влаго-поглощение) в зависимости от влажности и температуры окружающей среды (рисунок 1), обуславливающие изменение ее размеров (усушку, разбухание), которое составляет 3 – 6 % в радиальном направлении, 6 – 12 % - в тангенциальном и 0,2 – 0,3 % вдоль волокон /5, 6/.

Рисунок. Влапопоглощение древесины в зависимости от влажности  $W$  и температуры окружающей среды  $T$



коэффициент линейного расширения древесины вдоль волокон незначителен и составляет  $3 \cdot 10^{-6} / ^\circ\text{C}$  [7]. На изменения зазора значительное влияние оказывает разбухание вкладыша в зависимости от колебания влажности окружающей среды. При изменении содержания гигроскопической влаги от 0 до 30% разбухание вдоль волокон составляет 0,1 – 0,3 % [5]. Тогда, по толщине подшипника вдоль волокон при максимальном содержании гигроскопической влаги величина изменения размеров составляет:

$$U_{II} = 0,001t \dots 0,003t$$

Где  $t$  – толщина карточки. А по диаметру это составляет

$$U_{II} = 2 (0,001t \dots 0,003t).$$

При работе вследствие генерируемого тепла в контактной зоне произойдет усушка по величине, равной разбуханию  $U_{II}$ , т.е. настолько и увеличится зазор.

Учет шероховатости на величину зазора обусловлен следующим. При установившемся режиме эксплуатации ПСС работают без износа при условии, когда микронеровности цапфы и вкладыша не зацепляются. Если имеет место единичных микронеровностей, то происходит заметный нагрев и износ ПСС.

Поэтому толщина граничного смазочного слоя  $h$ , сформированного в процессе приработки должна быть больше, чем сумма высот микронеровностей цапфы  $R_{z1}$  и вкладыша  $R_{z2}$ . При определении  $h_{\text{мин}}$  необходимо вводить коэффициент безопасности  $K > 2$ , который учитывает неизбежные погрешности изготовления, сборки и упругие деформации [2].

$$h_{\text{мин}} = K (2R_{z1} + 2R_{z2}).$$

При обработки цапфы валов шероховатость составляет  $R_z = 1,6 \dots 6,3$  мкм, при шлифовании до  $R_z = 0,4 \dots 3,2$  мкм. Рабочие поверхности вкладышей обрабатывают протягиванием или развертыванием, при этом шероховатость составляет  $R_z = 1,6 \dots 10$  мкм. При обработке рабочих поверхностей вала шероховатостью и подшипника (древесной втулки)  $R_{z1} = R_{z2} = 5$  мкм. Минимальный зазор с учетом только шероховатости составит:  $h_{\text{мин}} = 2R_{z1} + 2R_{z2} = 40$  мкм.

С учетом усушки и разбухания древесного вкладыша  $U_{II}$ , расширения вала от температурных колебаний узла трения  $h_t$ , шероховатости контактных поверхностей  $h_{\text{мин}}$ , взаимосвязанной с толщиной образования граничного смазочного слоя в процессе трения зазор составит

$$S = U_{II} + h_{\text{мин}} + h_t = [ 2(0,0012t \dots 0,003t) + K (2R_{z1} + 2R_{z2}) + d \alpha ] \varphi.$$

Где  $\alpha$  - коэффициент расширения вала,  $\varphi$  - коэффициент, учитывающий размеры подшипника (его внутренний диаметр).

Теоретически определено, что при колебании температуры от +20 до +100 °C и влажности до полного насыщения древесного волокна влагой зазор для подшипников диаметром 10 ... 150 мм находится в пределах 0,08 ... 0,3 мм.

При работе ПСС зазор постоянно изменяется вследствие усыхания, вызванного генерируемым в контактной зоне теплом при трении, и разбухания, обусловленного влагопоглощением из окружающей среды при остановках [5].

Изменение зазора от расширения древесного вкладыша при температурных колебаниях узла трения не учитываются, т.к. коэф-

**Экспериментальные исследования.** Для испытаний были представлены ПСС с различными внутренними диаметрами 10 ... 150 мм с толщиной вкладыша 7...30 мм, которые наполнялись маслом МС-20, загущенным полимерными присадками. Вал изготавливался из стали Ст 45 и термообрабатывался до HRC 40-50. Шероховатость поверхности трения вала соответствовала  $R_z = 3,2...6,3$  мкм. Испытания подшипников проводились в режиме самосмазки в интервале скоростей скольжения от 0,1 до 1,5 м/с; нагружение проводилось ступенчато с 1,0 до 12,5 МПа. Увеличение нагрузки прекращалось при достижении температуры узла трения в пределах 90 – 100 °С, которая является критерием работоспособности подшипников. При экспериментальном определении зазоров учитывались следующие факторы: расширение диаметра вала от температуры; изменение толщины вкладыша вдоль волокон при полном насыщении волокон влагой; шероховатость поверхностей, перекрываемая толщиной граничного смазочного слоя, образованного при трении.

В таблице приведены расчетные значения предельных величин изменения зазора в зависимости от влагопоглощения и шероховатости контактных поверхностей.

При определении оптимального зазора необходимо учитывать, что несущая способность подшипника уменьшается с увеличением зазора, при этом увеличивается момент трения и теплообразование в подшипнике. При оптимальных зазорах для ПСС угол охвата не должен превышать 90°. Оптимальные зазоры компенсируют температурные деформации подшипника и вала, а также изменения размеров подшипника при влагопоглощении и обеспечивают циркуляцию воздуха, который является теплоотводящей средой генерируемого в контактной зоне тепла. В диапазоне установленных зазоров коэффициент трения наименьший и изменяется незначительно, а нагрузочная способность – наибольшая. Относительный зазор выбирают тем больше, чем больше частота вращения и отношение  $l/d$  (длины подшипника к его диаметру), чем меньше давление и чем тверже материал вкладыша.

Таблица - Расчетные значения изменения толщины древесной втулки в зависимости от влагопоглощения и шероховатости контактных поверхностей и влияние их на величину зазора ПСС

Диаметр взаимозаменяемого подшипника $d$ , мм	Толщина древесной втулки $t$ , мм	Разбухание (усушка) по толщине (вдоль волокон) втулки $У_{II}$ , мм	Разбухание по диаметру при полном влагопоглощении $2У_{II}$ , мм	Высота микронеровностей по диаметру $h$ , мкм	Зазор при изменении влажности на 30 % с учетом шероховатости, мм	Изменение диаметра при влагопоглощении втулкой $W = 15\%$ мм	Зазор с учетом шероховатости при изменении влажности $W$ на 15 %, мм
10 – 20	7	0,007 – 0,021	0,014 – 0,042	40 (0,04мм)	0,044 – 0,082	0,007 – 0,021	0,047 – 0,061
25 – 30	10	0,010 – 0,030	0,02 – 0,06		0,060 – 0,100	0,010 – 0,030	0,050 – 0,070
35 – 40	15	0,015 – 0,045	0,03 – 0,09		0,070 – 0,130	0,015 – 0,045	0,045 – 0,085
45 – 50	20	0,020 – 0,060	0,04 – 0,12		0,080 – 0,160	0,020 – 0,060	0,060 – 0,100
55 – 60	25	0,025 – 0,075	0,05 – 0,14		0,090 – 0,190	0,025 – 0,075	0,065 – 0,115
65 – 75	30	0,030 – 0,090	0,06 – 0,18		0,100 – 0,220	0,030 – 0,090	0,070 – 0,130
90 – 95	35	0,035 – 0,105	0,07 – 0,21		0,110 – 0,250	0,035 – 0,105	0,075 – 0,145
80, 85, 100	40	0,040 – 0,120	0,08 – 0,24		0,120 – 0,280	0,040 – 0,120	0,080 – 0,160

В результате лабораторных и производственных испытаний ПСС из прессованной древесины торцового гнупья установлено, что оптимальная величина зазора для ПСС должна быть увеличена на 20 – 30 % от расчетного и составляет

$$S = (0,004 \dots 0,006) d.$$

При зазорах меньших  $0,004 d$ , затруднено удаление из контактной зоны продуктов износа, которые препятствуют поступлению смазки из микрополостей древесины и формированию ориентированных граничных слоев смазки. При зазорах больших  $0,006 d$ , уменьшается угол охвата вала подшипником, а, следовательно и площадь контакта, что приводит к увеличению давления, которое может достигнуть критической величины, превышающей предел упругости подшипникового материала, вследствие чего в последнем на контактной поверхности возникают микротрещины, переходящие в глубинные, происходит деформирование материала, сопровождающееся интенсивным износом, резким ростом коэффициента трения и температуры. С увеличением зазора снижается точность взаимного расположения осей подшипника и вала, появляется вибрационная неустойчивость, и опоры выходят из строя.

Первоначально, когда не были определены оптимальные зазоры и ПСС устанавливались на испытания с зазорами, близкими к зазорам металлических подшипников, в течение непродолжительного времени наблюдался нагрев узлов трения свыше  $120^{\circ}\text{C}$ , что приводило к деструкции контактной поверхности ПСС. выходу из строя узла трения в течение 5 – 7 дней. Установление оптимальных зазоров позволило широко применять самосмазывающиеся подшипники скольжения торцового гнупья в различных узлах трения, работающих в режиме самосмазки при скоростях скольжения до 1,5 м/с и давлениях до 12,5 МПа.

**Заключение.** Оптимальные зазоры между цапфой вала и ПСС обеспечивает хорошую прирабатываемость; при установившемся режиме работы высокую износостойкость и долговечность узлов трения, при этом заклинивание и заедание валов с ПСС исключено.

**Литература.** 1. Андреев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 2.- М.:Машиностроение, 1980. – 560 с. 2. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с. 3. Патент РБ № 2488 МПК F 16 C 33/18. Способ изготовления подшипников скольжения. Врублевская В.И., Невзорова А.Б., Врублевский В.Б. 4. Врублевская В.И., Невзорова А.Б., Врублевский В.Б. Подшипники скольжения самосмазывающиеся. Технические условия ТУ РБ 01116532.001-97. 5. Белый В.А., Врублевская В.И., Купчинов Б.И. Древесно-полимерные конструкционные материалы и изделия. Мн.:Наука и техника. (1980) 6. Перельгин Л.М., Уголев Б.И. Древесиноведение. М.: Лесная промышленность, 1971. – 286 с. 7. Хухрянский П.Н. Прессование и гнупье древесины. М.: Лесная промышленность, 1951.

Таблица - Расчетные значения предельных величин изменения зазора в зависимости от влагопоглощения и шероховатости контактной поверхностей.

Диаметр взаимозаменяемого подшипника $d$ , мм	Толщина древесной втулки $t$ , мм	Разбухание (усушка) по толщине (вдоль волокон) втулки $У_{II}$	Разбухание по диаметру при полном влагопоглощении $2У_{II}$	Высота микронеровностей по диаметру $S_1 = 2h_{мин}$ , мкм	Зазор при изменении влажности на 30 % с учетом шероховатости	Изменение диаметра при влагопоглощении втулкой $W = 15\%$	Зазор с учетом шероховатости при изменении влажности на 15 %
10 – 20	7	0,007 – 0,021	0,014 – 0,042	40 0,04 мм или 40 мкм	0,044 – 0,082	0,007 – 0,021	0,047 – 0,061
25 – 30	10	0,010 – 0,030	0,02 – 0,06		0,060 – 0,100	0,010 – 0,030	0,050 – 0,070
35 – 40	15	0,015 – 0,045	0,03 – 0,09		0,070 – 0,130	0,015 – 0,045	0,045 – 0,085
45 – 50	20	0,020 – 0,060	0,04 – 0,12		0,080 – 0,160	0,020 – 0,060	0,060 – 0,100
55 – 60	25	0,025 – 0,075	0,05 – 0,14		0,090 – 0,190	0,025 – 0,075	0,065 – 0,115
65 – 75	30	0,030 – 0,090	0,06 – 0,18		0,100 – 0,220	0,030 – 0,090	0,070 – 0,130
90 – 95	35	0,035 – 0,105	0,07 – 0,21		0,110 – 0,250	0,035 – 0,105	0,075 – 0,145
80, 85, 100	40	0,040 – 0,120	0,08 – 0,24		0,120 – 0,280	0,040 – 0,120	0,080 – 0,160

УДК 631.353

А.А Калина

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ КОРМОУБОРОЧНОГО КОМПЛЕКСА

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

Эффективность кормоуборочного комплекса определяется:

- приспособленностью комбайна выполнять максимально возможное количество специфических технологических операций, т.е. возможностью работы с набором адаптеров, обеспечивающих нормальное протекание различных техпроцессов, несмотря на разнообразие типа культур, их физико-механических свойств, способов их уборки и заготовки;

- рациональной организацией каждого техпроцесса, т.е. возможностью получить большую производительность при меньших энергозатратах, которая в свою очередь характеризуется: секундной производительностью (пропускной способностью) на типовых технологических режимах при стандартных параметрах и удельной энергоемкостью (расходом топлива) на заготовку 1 т массы по типовой технологии;

- показателями надежности техники (при удовлетворении двух вышеуказанных условий), такими как коэффициент готовности, сменная производительность и т.д.

Функциональную основу кормоуборочного комплекса составляет взаимодействие питающе-измельчающего аппарата и адаптеров. Согласование их работы оказывает