

У статті розглянуті питання контролю якості лопаткових коліс гідротрансформатора типу Allison автоматичної коробки передач колісного транспортного засобу. Проаналізовано вплив зміни основних параметрів зовнішньої характеристики гідротрансформатора, викликаний відхиленням геометрії лопаток, на параметри розгону транспортного засобу

Ключові слова: гідротрансформатор, контроль якості, лопаткове колесо

В статье рассмотрены вопросы контроля качества лопаточных колес гидротрансформатора типа Allison автоматической коробки передач колесного транспортного средства. Проанализировано влияние изменения основных параметров внешней характеристики гидротрансформатора, вызванное отклонением геометрии лопаток, на параметры разгона транспортного средства

Ключевые слова: гидротрансформатор, контроль качества, лопаточное колесо

ПРЕДЕЛЫ ДОПУСТИМОГО ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА ПРИ КОНТРОЛЕ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЛОПАТОЧНЫХ КОЛЕС

В.М. Соловьев

Кандидат технических наук, инженер-конструктор 1 категории*

Контактный тел: (057) 757-41-45

E-mail: morozov@morozov.com.ua

В.А. Кошман

Ведущий конструктор*

А.П. Имитер

Начальник отдела*

М.К. Василец

Инженер-конструктор 1 категории*

*Казенное предприятие «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова» ул. Плехановская, 126, г. Харьков, Украина, 61001

1. Введение

На текущий момент большая часть серийно производимых лопаточных колес одноступенчатых комплексов гидротрансформаторов (далее ГТР) изготавливается с использованием литейных технологий и технологий штамповки [1]. Серийное изготовление лопаточных колес подразумевает проведение контроля качества их изготовления, который должен включать:

а) проверку изготовленных деталей и сборочных единиц на соответствие требованиям конструкторской документации;

б) проведение комплексного контроля – экспериментальное моделирование поведения узла в стендовых и реальных условиях.

Соответствие требованиям конструкторской документации лопаточных колес ГТР включает проверку:

- химического состава и механических свойств материала детали, твердости термообработки;
- размеров и их отклонений;
- качества шероховатости поверхностей;
- герметичности, дисбаланса и т.д.

Контроль химического состава обычно производится путем спектрального анализа с использованием спектрофотометров. Для проверки физических свойств, в частности определения предела прочности, используются разрушающие методы контроля для образцов-свидетелей. Для контроля твердости лопаточных колес используют метод Бринелля (НВ), реже Роквелла (HRCэ). Контроль качества шероховатости

литых, механически обработанных поверхностей и поверхностей, полученных методом горячей или холодной штамповки производят либо по утвержденной эталонным поверхностям, либо с использованием стандартных эталонов – компараторов (от англ. to compare – сравнивать). При этом сопоставление эталонной и контролируемой поверхностей производится как визуально, так и тактильно. Проверка герметичности, дисбаланса (как статического, так и динамического) производится с использованием специальных стеновых установок.

При контроле качества геометрических параметров (линейных и угловых размеров) полная проверка соответствия геометрических показателей, в т.ч. криволинейных поверхностей лопаток рабочих колес крайне затруднена. Традиционные методы контроля, основанные на использовании шаблонов специальной формы (повторяющих контуры лопаток); рентгенографического анализа; контроля геометрии оснастки (предназначенной для изготовления литых и/или штампованных лопаточных колес), зачастую трудоемки и/или не позволяют произвести измерения с достаточной точностью.

Использование современных измерительных средств, позволяющих с высокой точностью (до 0,025 мм) определять положение наконечника прибора с определением численных значений по 3 координатам (к примеру, контактный манипулятор VACES3D компании FriulRobot, Италия, может применяться исключительно для открытых лопаток. Контроль лопаток

насосного и турбинного колес ГТР типа Allison стандартными измерительными наконечниками затруднен либо невозможен без проведения механического разрушения детали с целью обеспечения доступа к контролируемым геометрическим параметрам лопатки. Применение измерительных наконечников специальной формы, позволяющих получить доступ к внутреннему межлопаточному каналу, также не полностью приемлем, поскольку точка контакта наконечника и контролируемого участка лопатки визуально скрыта от контролера, т.е. отсутствует подтверждение того, что проверке подвергается необходимый участок профиля лопатки.

Таким образом, контроль геометрических размеров лопаток колес ГТР типа Allison с использованием рассмотренных выше измерительных инструментов применим ограниченно, и с достаточной точностью может быть выполнен только для колеса реактора, что является недостаточным.

В результате анализа была предложена последовательность проведения комплексного контроля качества геометрических параметров лопаток колес ГТР в серийном производстве, которая основана на экспериментальном определении внешних характеристик ГТР:

1. Предварительное изготовление двух идентичных комплектов ГТР с их последующей проверкой в стендовых условиях. При необходимости выполняется доводка с целью получения идентичных показателей параметров внешней и внутренней характеристик. Основные параметры полученных внешних характеристик обоих ГТР должны соответствовать требуемой нормируемой внешней характеристике;

2. Выполняется проверка геометрической точности изготовления лопаточных колес одного из ГТР с использованием разрушающих методов контроля, осуществляется сравнение размеров с требованиями конструкторской документации.

3. Лопаточные колеса второго ГТР используется в качестве эталонного образца. Для проверки качества лопаточных колес вновь изготовленного ГТР производится экспериментальное снятие его внешней характеристики. В случаях отклонения показателей внешней характеристики от нормируемых, производится поиск бракованного лопаточного колеса: в проверяемом ГТР выполняется последовательная замена лопаточных колес с использованием лопаточных колес эталонного ГТР, с последующим экспериментальным определением основных параметров внешней характеристики и их сравнением с нормируемыми показателями. Таким способом обнаруживается и исключается бракованное лопаточное колесо.

2. Определение границ допустимого изменения основных параметров внешней характеристики ГТР

Одной из основных задач при контроле качества изготовления лопаточных колес с использованием предложенного выше подхода является определение пределов допустимого изменения основных параметров внешних характеристик ГТР, которые оказывают существенное влияние на динамику разгона транспортного средства. К ним относятся: коэффициент

трансформации на пусковом режиме K_0 , максимальный КПД на режиме гидротрансформатора η^* , коэффициент момента насосного колеса на пусковом режиме λ_{10} , величина прозрачности Π .

2.1. Влияние параметров внешней характеристики ГТР на динамику разгона транспортного средства

В соответствии с методикой расчета параметров разгона транспортного средства с гидромеханической передачей [2, 3], сила тяги на ведущих колесах прямо пропорциональна величине коэффициента трансформации K ГТР. Таким образом, увеличение величины коэффициента трансформации на пусковом режиме работы K_0 , при прочих равных условиях, приведет к росту текущих значений коэффициента трансформации K на режимах работы от i_0 до i_m , что вызовет уменьшение времени разгона транспортного средства, и наоборот [4].

Уменьшение максимального значения величины КПД на гидротрансформатором режиме работы η^* приведет к снижению КПД ГТР на режимах работы от $i \approx 0,2$ до i_m , что в свою очередь вызовет уменьшение максимальной развиваемой скорости и увеличит время разгона транспортного средства. Увеличение максимального значения величины КПД, при прочих равных условиях, вызовет уменьшение времени разгона транспортного средства и увеличит максимальную скорость движения при разблокированном ГТР.

Количественная оценка влияния на параметры разгона величины коэффициента прозрачности Π была проведена ранее в работе [5].

2.2. Математическое моделирование динамики разгона транспортного средства в зависимости от изменения величины λ_{10}

Проведем математическое моделирование оставшегося параметра внешней характеристики ГТР – коэффициента момента насосного колеса на пусковом режиме работы λ_{10} [1], на динамику разгона транспортного средства в предположении, что в начале расчета внешние характеристики эталонного ГТР и двигателя внутреннего сгорания (далее ДВС) оптимально совмещены, т.е.:

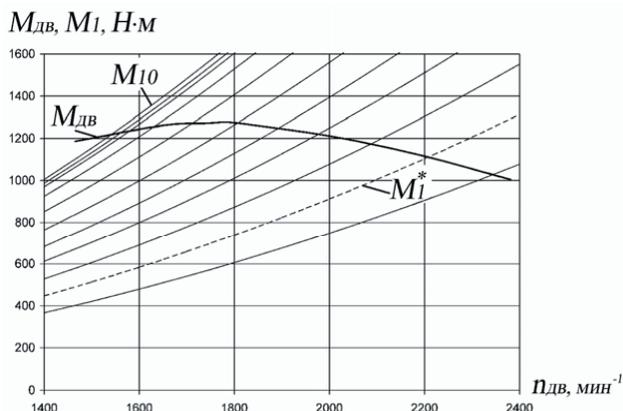
- парабола момента насосного колеса на пусковом режиме M_{10} пересекает кривую момента ДВС в точке максимального значения крутящего момента $M_{дв \max}$;

- парабола момента насосного колеса на расчетном режиме M_1^* пересекает кривую момента ДВС в точке значения крутящего момента, соответствующей максимальной мощности ДВС – $M_{дв}$ при $N_{дв \max}$.

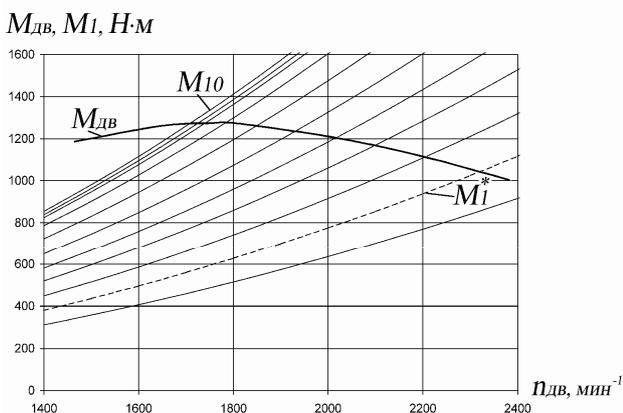
Условия проведения теоретического моделирования влияния величины коэффициента момента насосного колеса на пусковом режиме λ_{10} на динамику разгона транспортного средства: $\lambda_{10} = \text{var}$; $(\Pi, K_0, \eta^*) = \text{const}$. Моделировалась динамика разгона колесного транспортного средства специального назначения массой 22 тонны.

Оценке подвергались величины времени разгона T и конечная развиваемая скорость V_{\max} . Для исключения влияния сторонних факторов, расчет выполнен из условия движения транспортного средства по ровному прямолинейному участку местности, педаль газа в положении 100% нажатия. Начало движения со 2-й передачи АКПП до достижения максимальной конечной скорости (на 2-й передаче) без осуществления прину-

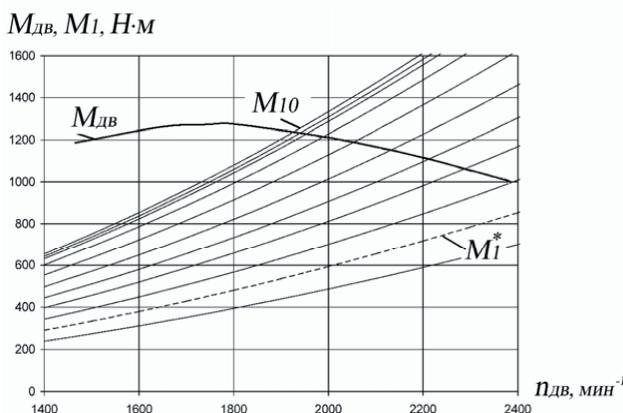
дательной блокировки ГТР. Моделирование движения на 3, 4 и 5 передачах не проводилось, поскольку движение транспортного средства на указанных передачах осуществляется с заблокированным ГТР, т.е. насосное и турбинное колеса кинематически неподвижны относительно друг друга и крутящий момент минуя ГТР напрямую поступает на вход коробки передач.



(а)



(б)



(в)

Рис. 1. Совмещение внешних характеристики ДВС и характеристик ГТР с различными значениями моментов насосного колеса на пусковом режиме M10

На рис. 1б показано оптимальное совмещение внешних характеристик ДВС и ГТР: парабола момента

насосного колеса на пусковом режиме работы M10 проходит через точку максимального момента двигателя Mдвmax; парабола момента насосного колеса на расчетном режиме работы M1* проходит через точку момента двигателя при максимальной мощности MдвNmax. Величина коэффициента момента насосного колеса на пусковом режиме $\lambda_{10} \cdot \gamma \cdot 10^4 = 56,1$, где $\gamma = \rho \cdot g$ – удельный вес, 10^4 – коэффициент масштабирования.

Рис. 1а: пучок парабол моментов насосного колеса M1 ГТР сдвинут влево. Величина коэффициента момента насосного колеса на пусковом режиме $\lambda_{10} \cdot \gamma \cdot 10^4 = 66,0$.

Рис. 1в: пучок парабол моментов насосного колеса ГТР M1 сдвинут вправо. Величина коэффициента момента насосного колеса на пусковом режиме $\lambda_{10} \cdot \gamma \cdot 10^4 = 42,9$.

Момент насосного колеса M1 и коэффициент момента насосного колеса λ_1 связаны уравнением:

$$M_1 = \lambda_1 \cdot \gamma \cdot n_1^2 \cdot D_{акт}^5, \tag{1}$$

где n_1 – частота вращения насосного колеса, $мин^{-1}$; $D_{акт}$ – активный диаметр ГТР, м.

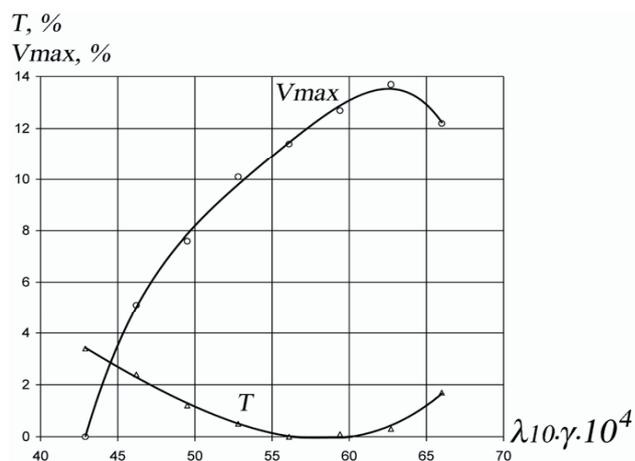


Рис. 2. Влияние коэффициента момента насосного колеса ГТР на пусковом режиме работы λ_{10} на время разгона T и конечную скорость движения Vmax транспортного средства (на 2-й передаче АКПП)

В результате расчета динамических показателей транспортной машины с несколькими ГТР, имеющими отличающиеся значения коэффициентов момента λ_{10} , были получены результаты, представленные на рис. 2, где в виде точек нанесены теоретические данные, линии – результат их аппроксимации.

Результат представлен в процентном отношении:

- время разгона T – отрезок времени с момента начала движения до достижения максимальной скорости на 2 передаче при разблокированном ГТР. Минимальное значение времени разгона соответствует значению коэффициента момента насосного колеса на пусковом режиме $\lambda_{10} \cdot \gamma \cdot 10^4 = 56,1$ и равно $T_0 = 9,36$ сек. Наихудший показатель времени разгона соответствует значению коэффициента момента насосного колеса на пусковом режиме $\lambda_{10} \cdot \gamma \cdot 10^4 = 42,9$ и равен $T = T_0 + 3,4\%$;
- максимальная развиваемая скорость движения транспортного средства на 2-й передаче Vmax при разблокированном ГТР. Минимальное значение развива-

емой скорости соответствует коэффициенту момента насосного колеса на пусковом режиме $\lambda_{10} \cdot \gamma \cdot 10^4 = 42,9$ и равно $V_{\max 0} = 8,18$ м/с. Наилучшее значение конечной скорости соответствует $\lambda_{10} \cdot \gamma \cdot 10^4 = 62,7$ и равно $V_{\max} = V_{\max 0} + 13,7\%$.

Анализ результатов показывает, что:

- наибольшее влияние коэффициент λ_{10} оказывает на максимальную конечную скорость движения V_{\max} ;

- оптимумы значений времени разгона T и максимальной скорости движения V_{\max} не совпадают.

Таким образом, при контроле качества изготовления лопаточных колес ГТР границы допустимого изменения значения коэффициента момента насосного колеса на пусковом режиме λ_{10} , соответствует опти-

мальным показателям времени T и конечной скорости разгона V_{\max} , и для рассмотренного случая лежат в диапазоне $\lambda_{10} \cdot \gamma \cdot 10^4 = 56,1 \dots 62,7$.

3. Вывод

На базе выполненного анализа существующих методов контроля качества лопаточных колес ГТР предложен комплексный метод, основанный на экспериментальном определении параметров внешней характеристики ГТР и позволяющий осуществлять контроль качества изготовления с учетом влияния выявленных отклонений на параметры разгона транспортного средства.

Литература

1. Алексапольский, Д.Я. Гидродинамические передачи [Текст] / Д. Я. Алексапольский // – Л.: МашГиз, 1963. – 272 с.
2. Трусов С.М., Алешин В.В. «Расчет динамических показателей и расхода топлива для автомобиля с гидромеханической передачей в процессе разгона», Сборник «Труды НАМИ», выпуск 128, 1971, С. 48-63.
3. Нарбут, А.Н. «Влияние совмещения характеристик двигателя и гидротрансформатора на параметры начальной фазы разгона» [Текст] / А.Н. Нарбут, А.Л. Сергеев, В.Ф. Шапко // Сборник «Труды МАДИ», вып. 54, 1973, С.106-110.
4. Соловьев, В.М. Влияние коэффициента трансформации гидротрансформатора на динамику разгона транспортной машины с автоматической коробкой передач [Текст] / В.М. Соловьев // Вісник Національного технічного університету «ХПИ». – Харків: НТУ «ХПИ». – 2005. – № 43. – С. 29-33.
5. Соловьев, В.М. К вопросу создания гидротрансформатора для экономичной автоматической коробки передач [Текст] / В.М. Соловьев, В.А. Кошман // Східно – Європейський журнал передових технологій. – Харків. – 2008. – №6/5(36). – С. 7-10.

Abstract

The article deals with the question of manufacturing the blades wheels for three-wheel single-stage torque converters designed for automatic transmissions of wheeled vehicles.

In the control of series-produced blades wheels for modern torque converters, the most difficult task is to check blades dimensions. Centrifugal pump and centripetal turbine wheels of Allison type torque converters have closed interblade channels, access to which for standard measuring instruments is rather difficult. The application of present-day instruments for such parts, in particular, the control using of universal measuring manipulators with three or more coordinates, makes it possible to check the geometry only in the area near input and output blade tips, which is not sufficient.

The integrated control method which is based on the experimental determination of external characteristic parameters for newly manufactured torque converters is proposed.

The question of determining the acceptable change limits of external characteristic parameters when checking the quality of blade wheel manufacturing is considered as well.

It is proposed to determine the acceptable change limits on the base of quantitative evaluation of parameter deviation influence on vehicle acceleration dynamics

Keywords: torque converter, quality check, blade wheel