

УДК 623.437.42: 629.3.018

**ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН ДЛЯ ДВУХПОТОЧНОЙ
ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА**

SELECTION OF RATIONAL PARAMETERS OF HYDRAULIC
MACHINES FOR POWER-SPLIT TRACTOR TRANSMISSION

**Ченьхой Чжао, Арефьев С. А.,
Ключников А. В.**, канд. техн. наук,
ООО «УайТиОу Технолоджи БиЭлЭр», Индустриальный парк
«Великий камень», г. Минск, Беларусь

Chenhui Zhao, S. Arefiev, A. Kliuchnikov, Ph. D. in Eng.,
LLC «YTO Technology Blr»,
Industrial Park «Great Stone», Minsk, Belarus

Одним из узлов двухпоточной тракторной трансмиссии является гидрообъемная передача. Данный модуль обеспечивает бесступенчатое изменение скорости вращения выходного вала. Наиболее распространенной схемой гидрообъемной передачи таких трансмиссий является схема с регулируемым аксиально-поршневым насосом и нерегулируемым гидравлическим мотором. Рациональный выбор параметров модуля влияет на габариты трансмиссии, показатели эффективности и стоимостные показатели.

One of the components of power-split tractor transmission is a hydrostatic unit. This unit provides a stepless change of the speed of the output shaft. The most common hydrostatic transmission scheme for such transmissions is a scheme with variable axial piston pump and a fixed displacement hydraulic motor. The rational choice of hydrostatic unit parameters affects the transmission dimensions, efficiency and cost parameters.

Ключевые слова: трактор, трансмиссия, гидрообъемная передача.

Keywords: tractor, transmission, hydrostatic transmission.

ВВЕДЕНИЕ

Одними из результатов синтеза кинематической схемы двухплаточной трансмиссии класса CVT для тракторов являются предварительные требования к параметрам гидравлического насоса и мотора. Это скорости вращения и передаваемые мощности через гидравлический контур на каждом из скоростных диапазонов работы трактора. И если КПД механических узлов трансмиссии меняются не существенно, то, учитывая значительную зависимость КПД гидравлического контура от параметров его регулирования, следующим этапом должны стать расчеты и выбор типоразмера гидромашин, удовлетворяющих требованиям работы разработанной схемы трансмиссии. На рис. 1 и 2 показаны параметры КПД аксиально-поршневых насосов и моторов производства Bosch Rexroth.

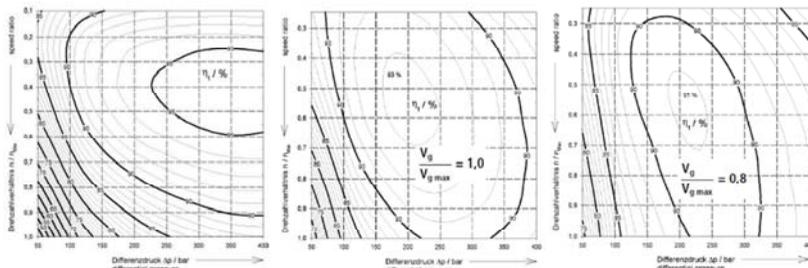


Рисунок 1 – Параметры КПД мотора (слева), параметры КПД насоса при максимальном рабочем объеме (по центру), параметры КПД насоса при рабочем объеме 80 % от максимального (справа)

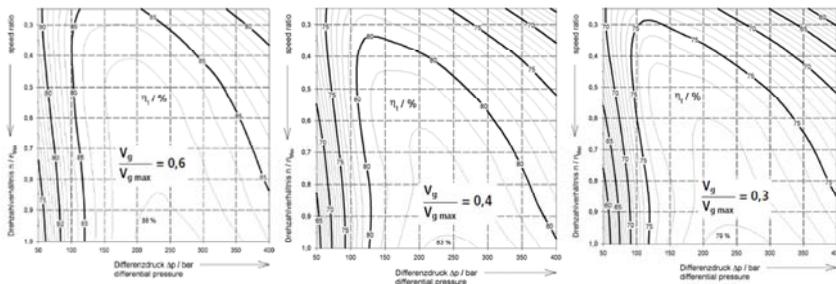


Рисунок 2 – Параметры КПД насоса при рабочем объеме 60% от максимального (слева), параметры КПД насоса при рабочем объеме 40 % от максимального (по центру), параметры КПД насоса при рабочем объеме 30 % от максимального (справа)

Как видно из графиков, наилучшие параметры работы насоса – это диапазон вращения 50–100 % от максимальной скорости при давлении 150–350 bar. Эти же параметры позволяют получить высокие показатели и для гидравлического мотора. При других параметрах КПД значительно уменьшается. Также по рекомендациям производителей не рекомендуется превышать рабочие давления 320–350 bar при работе в постоянном режиме для обеспечения высокой долговечности и надежности работы гидравлических машин.

При решении прикладных задач вопрос сводится не только к расчету требуемых параметров компонентов, но и к их выбору из существующих в производстве. Также при этом свои ограничения накладывают требования по обеспечению работы системы управления, прогнозные показатели изменения параметров с течением времени эксплуатации, такие как уменьшение объемного КПД гидравлических машин, совместная работа узлов с другими системами.

В качестве примера, в табл. 1 приведены данные для сопоставления и выбора параметров регулируемого аксиально-поршневого насоса для совместной работы в гидрообъемной передаче трансмиссии с гидравлическим мотором с удельным объемом 125 см³. Для компенсации изменения объемного КПД в течении всего срока службы трактора максимальный параметр регулирования насоса выбран равным 85 %, иначе в определенных режимах переключение режимов трансмиссии станет невозможным. В таблице приведены все существующие в производстве Bosch Rexroth насосы для систем привода трансмиссии с удельным объемом не менее 125 см³, которые применимы в тракторах мощностью свыше 300 л. с.

Таблица 1 – Технические характеристики регулируемого аксиально-поршневого насоса и гидравлического мотора

Тип гидравлической машины	Рабочий объем, см ³	Параметр регулирования, %	Скорость вращения, мин ⁻¹	Объемная подача, л/мин	Максимальная мощность, кВт
Насос	125	85	3000	318	227
	145,3	85	2700	334	239
	175,4	85	2650	394	283
Мотор	125	100	4000	500	333

Из табл. 1 видно, что регулируемый гидравлический насос с мотором удельного объема, из-за низкой допустимой скорости вращения, может обеспечить только 63,6 % максимально допустимого потока мотора. То есть даже максимальная скорость вращения мотора будет всего 2520 мин⁻¹. Это приведет к работе мотора в зоне пониженного КПД при частичной загрузке.

Еще одним требованием к бесступенчатой двухпоточной трансмиссии трактора является необходимость ее работы не только при номинальной скорости двигателя внутреннего сгорания (1900–2200 мин⁻¹), но и на пониженных оборотах в точке максимального крутящего момента (1400–1600 мин⁻¹) и даже ниже. Это необходимо для возможности работы в экономичном режиме двигателя внутреннего сгорания при любой его загрузке. В табл. 2 показаны параметры различных гидравлических пар насосов и моторов при работе двигателя внутреннего сгорания на пониженных на 30 % скоростях вращения, что примерно соответствует точке наилучшей топливной экономичности.

Таблица 2 – Параметры различных гидравлических пар насосов и моторов при работе двигателя внутреннего сгорания на пониженных на 30 % скоростях вращения

Рабочий объем насоса/мотора, см ³	Скорость вращения насоса, мин ⁻¹	Скорость вращения мотора, мин ⁻¹	Диапазон передаточных чисел гидравлического контура	Объемная подача насоса, л/мин	Максимальная мощность гидрообъемного контура, кВт
125/125	2080	±1645	±1,263	221	159
145/125	2080	±1912	±1,087	234	167
175/125	2040	±2250	±0,906	276	198

По результатам расчета, получена максимально возможная мощность, которую способен передать гидравлический контур двухпоточной трансмиссии. Т. к. мощность меняется в зависимости от передаточного числа трансмиссии, после предварительной оценки гидравлических машин необходимо провести расчет КПД трансмиссии и определить давление в гидравлическом контуре. Наиболее нагруженным режимом для гидравлического контура будет режим с наименьшим расходом масла в контуре, где для передачи необходимой

мощности потребуются большее давление. На рис. 3–5 показаны графики, построенные по результатам расчета КПД трансмиссии и давления в гидравлическом контуре для различных гидравлических пар.

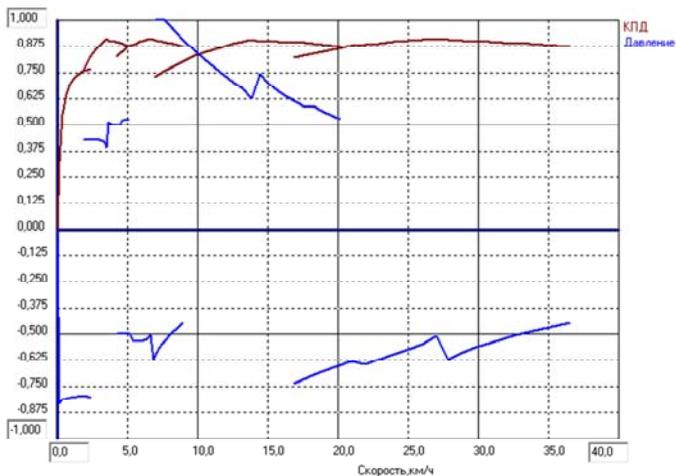


Рисунок 3 – Графики КПД и относительного давления гидравлического контура, состоящего из насоса 125 см³ и мотора 125 см³ в процентах от максимально допустимого паспортного давления гидравлических машин, равном 430 bar

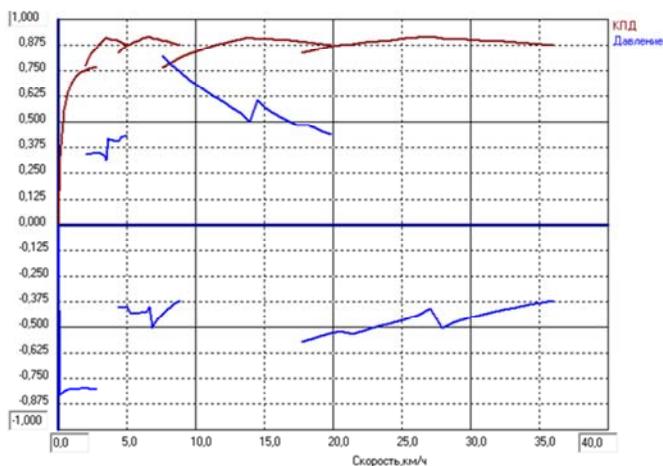


Рисунок 4 – Графики КПД и относительного давления гидравлического контура, состоящего из насоса 145 см³ и мотора 125 см³ в процентах от максимально допустимого паспортного давления гидравлических машин, равном 430 bar

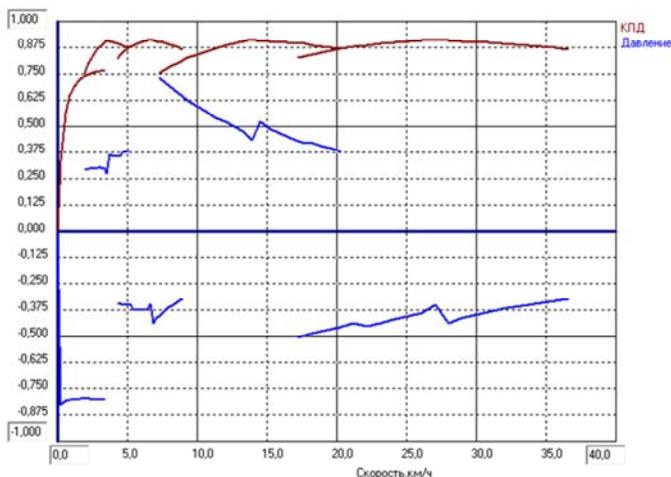


Рисунок 5 – Графики КПД и относительного давления гидравлического контура, состоящего из насоса 175 см³ и мотора 125 см³ в процентах от максимально допустимого паспортного давления гидравлических машин, равном 430 bar

Из графиков на рисунках 3 и 4 видно, что давление гидравлических пар 125–125 и 145–125 см³ при работе в одном из режимов достигает 430 bar и 357 bar соответственно. Что не соответствует ранее принятому ограничению в 350 bar. Для гидравлического контура 175–125 см³ максимальное давление составляет 318 bar. Но при этом гидравлическая пара 145–125 см³ позволяет получить более высокий общий КПД трансмиссии за счет того, что имеет более высокое среднее давление. Данная гидравлическая пара также может быть использована в конструкции, но при условии составления алгоритмов управления, исключающих работу в режиме, где давление превышает 350 bar.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выбор рациональных параметров гидравлического насоса и мотора гидрообъемного контура двухпоточной трансмиссии трактора представляет собой комплексную задачу, выполняемую на этапе структурного анализа и предварительных расчетов, где в качестве входных параметров используются результаты кинематических и силовых расчетов трансмиссии, а также допустимые параметры гидравлических машин, представленных у производителей. В каче-

стве результата служит определение типоразмеров насоса и мотора, модели которых уже в свою очередь могут быть переданы для разработки конструкции трансмиссии. Режим, который наиболее влияет на типоразмер гидравлических машин – это работа с полной нагрузкой в точке максимального крутящего момента двигателя внутреннего сгорания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Entwicklung der Hydraulik für mobile Anwendungen // Журнал О+Р «Ölhydraulik und Pneumatik». – 1997. – №4. – С. 228–232.
2. Rückblick auf Entwicklungsschwerpunkte der Traktorhydraulik // Журнал О+Р «Ölhydraulik und Pneumatik». – 1999. – №10 – С. 704–713.
3. Stufenlose Getriebe für den Serieneinsatz // Журнал О+Р «Ölhydraulik und Pneumatik». – 2000. – № 6 – С. 394–397.
4. Stufenloses hydrostatisch-mechanisch leistungsverzweigtes Getriebe // Журнал О+Р «Ölhydraulik und Pneumatik». – 2002. – № 3.– С. 154–158.
5. Neues Konzept für leistungsverzweigtes Getriebe // Журнал О+Р «Ölhydraulik und Pneumatik». – 2010. – С. 14–16.

Представлено 06.06.2024