

# ГИДРОДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЙ ВЫПРЯМИТЕЛЬ МОМЕНТА ИНЕРЦИОННОЙ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

К.Т.Н. Гребеньков Д.В.

Липецкий государственный технический университет, greben80@rambler.ru

*В статье рассмотрена возможность применения в инерционно-импульсных автоматических передачах гидродифференциального выпрямителя момента, в конструкции которого в качестве муфт свободного хода используются гидромашины. В отличие от механических муфт свободного хода, где наиболее слабые их звенья – тела заклинивания, в предложенной конструкции телом заклинивания является гидравлическая жидкость, что позволяет устранить вышеупомянутый недостаток и уменьшить износ. Приведена кинематическая схема инерционной передачи с гидродифференциальным выпрямителем момента и описан рабочий процесс на трех характерных режимах работы: стоповом, трансформации вращающего момента и прямой передачи. Приведены зависимости для расчета основных параметров гидравлических муфт свободного хода, а также представлены теоретические и экспериментальные результаты исследований работоспособности инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента. Анализ полученных результатов показал, что с увеличением внутренних утечек рабочей жидкости, возрастающих вследствие износа гидродифференциального выпрямителя момента, мощность и момент на валу гидромашин будут уменьшаться, что в свою очередь снизит коэффициент полезного действия гидродифференциального выпрямителя момента. Анализ результатов показал, что в начале эксплуатации коэффициент полезного действия гидродифференциального выпрямителя момента составляет примерно 93 % во всем рабочем диапазоне. В процессе работы коэффициент полезного действия передачи линейно убывает и при радиальном зазоре 300ч350 мкм составляет всего 68ч63 %. При дальнейшем износе (радиальный зазор 350 ч 400 мкм) коэффициент полезного действия практически не снижается. Это свидетельствует о том, что гидродифференциальный выпрямитель момента полностью износился и требуется его замена.*

**Ключевые слова:** гидродифференциальный выпрямитель момента, зазор, утечки рабочей жидкости, гидромашин, износ, гидроМСХ.

## **Введение**

Актуальной задачей в автомобилестроении является проектирование и внедрение бесступенчатого автоматического привода от двигателя к ведущим колесам. С увеличением автомобильного парка и интенсивности движения простота и удобство управления, улучшение топливно-экономических и тягово-скоростных характеристик автомобилей приобретает первостепенное значение.

Возможным путем совершенствования конструкций мобильных машин является применение в их трансмиссиях бесступенчатых автоматических передач. Бесступенчатый привод позволяет улучшить эксплуатационные качества автомобилей, увеличить производительность за счет более полного использования мощности двигателя, а также повысить безопасность движения.

Из механических бесступенчатых передач наиболее перспективны инерционно-импульс-

ные передачи для силовых приводов мобильных машин ввиду следующих преимуществ: автоматичность и бесступенчатость регулирования скорости и крутящего момента на ведущих колесах машины в широком диапазоне при высоком КПД; возможность защиты двигателя от перегрузок; простота и удобство управления [1].

В связи с этим наблюдается постоянный интерес к использованию инерционного трансформатора вращающего момента (ИТВМ) в автоматических приводах мобильных машин. Потенциальные возможности таких передач, изначально заложенные физической сущностью происходящих процессов в ИТВМ, и малый опыт их применения в автомобилестроении диктуют актуальность и важность этой проблемы в перспективе как с научной, так и практической точки зрения [2].

В настоящее время ИТВМ не получили массового применения в машиностроении

по причине малой надежности выпрямителя инерционного момента, состоящего из двух механизмов свободного хода (МСХ), в которых быстро изнашиваются и разрушаются тела заклинивания. Теоретически и экспериментально были исследованы выпрямители момента различного конструктивного исполнения и принципа действия, в том числе пластинчатые, роликовые, эксцентриково-клиновые с кинематической связью в виде кулисно-крестовой муфты и внутреннего зубчатого зацепления, пружинные, микрохраповые, кулачковые и т.д. В результате исследований выяснилось, что МСХ в ИТВМ работают при больших динамических нагрузках с большой частотой включения, что предъявляет повышенные требования к их технологическим и конструктивным параметрам [3].

**Целью исследования** является повышение надежности ИТВМ путем разработки оригинального гидродифференциального выпрямителя момента (ГВМ), в конструкции которого в качестве МСХ используются гидромашины, а телом заклинивания является гидравлическая жидкость [4].

### **Материалы, результаты исследования и их обсуждение**

Опыт создания МСХ механического типа показывает, что наиболее слабые их звенья – тела заклинивания. Использование в качестве тела заклинивания жидкости устраняет это слабое звено и позволяет уменьшить износ.

Результаты экспериментальных исследований подтверждают работоспособность МСХ такого типа в качестве выпрямителя момента инерционной автоматической бесступенчатой передачи.

На рис. 1 приведена кинематическая схема инерционного гидродифференциаль-

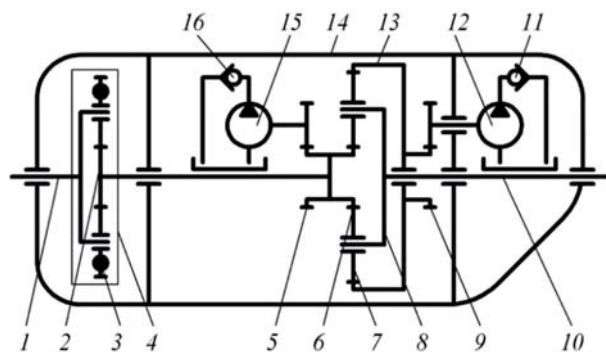


Рис. 1. Кинематическая схема ИГТВМ

ного трансформатора вращающего момента (ИГТВМ), который содержит импульсный механизм в виде ведущего вала 1, соединенного с неуравновешенными грузами 3, ведомое зубчатое колесо 2 и основной дифференциальный механизм 4. Дополнительный дифференциальный механизм состоит из зубчатых колес 5 и 6, сателлитов 7, водила 8, зубчатого колеса 9 и коронного зубчатого колеса 13, соединенного через зубчатое колесо 9 с выходной объемной гидромашинной (шестеренным насосом) 12, которая закреплена на корпусе 14 передачи. Аналогично установлена и корпусная гидромашинная 15. Замкнутую циркуляцию рабочей жидкости в гидромашинных 12 и 15 обеспечивают обратные клапаны 11 и 16, установленные в соответствующих трубопроводах. С водилом 8 соединен ведомый вал 10. ИГТВМ работает в трех характерных режимах: стоповом (режим неподвижного реактора), трансформации вращающего момента и прямой передачи (режим динамической муфты) [5].

В стоповом режиме ИГТВМ передает положительный инерционный момент ведущему зубчатому колесу 6 дифференциала, которое стремится повернуть зубчатое колесо 13, удерживаемое гидромашинной 12 с помощью обратного клапана 11, выполняющего функцию гидравлического механизма свободного хода (гидроМСХ). Происходит передача вращающего момента на ведомый вал 10. При отрицательном моменте гидромашинная 15 удерживает ведущее зубчатое колесо 6 в неподвижном состоянии. При этом ведомый вал 10, зубчатое колесо 13 и выходной вал гидромашинной 12 продолжают вращаться по инерции.

В режиме трансформации момента гидромашинные 12 и 15 поочередно удерживают в неподвижном состоянии соответствующие элементы дифференциального ряда в случае их вращения в запрещенном направлении. В режиме динамической муфты гидромашинная 12 застопорена, а гидромашинная 15 работает вхолостую при открытом обратном клапане 16 [6].

Несомненным преимуществом ГВМ инерционной передачи является то, что два определяющих ресурс гидроМСХ фактора, такие как давление и частота вращения, никогда не совпадают по времени, т.е. при рабочем давлении в напорной магистрали практически отсутствует вращение вала гидромашинной, а при холостом ходе гидроМСХ на порядок уменьшает-

ся давление. Вследствие циклического режима работы ИГТВМ гидроМСХ работают поочередно. Таким образом, КПД гидродифференциального выпрямителя момента определяется внутренними утечками рабочей жидкости и моментом холостого прокручивания только одной гидроМСХ.

Коэффициент полезного действия ГВМ:

$$\eta_{\text{ГВМ}} = \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{об}},$$

где  $\eta_{\text{м}}$  – КПД механической части выпрямителя;  $\eta_{\text{об}}$  – объемный КПД гидравлической части выпрямителя.

Объемные потери в гидромашине характеризуются объемным КПД, представляющие собой отношение полезной (эффективной) мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, потерянной из-за утечек рабочей жидкости, или отношение фактической эффективной подачи  $Q_{\text{эф}}$  к средней теоретической  $Q_{\text{т}}$ :

$$\eta_{\text{об}} = \frac{N_{\text{эф}}}{N_{\text{т}}} = \frac{Q_{\text{эф}}}{Q_{\text{т}}} = \frac{Q_{\text{т}} - Q_{\text{ут}}}{Q_{\text{т}}} = 1 - \frac{Q_{\text{ут}}}{Q_{\text{т}}},$$

где  $N_{\text{эф}}$  – полезная мощность гидромашин;  $N_{\text{т}}$  – теоретическая мощность гидромашин;  $Q_{\text{эф}}$  – фактическая эффективная подача гидромашин;  $Q_{\text{ут}}$  – внутренняя утечка рабочей жидкости в гидромашине;  $Q_{\text{т}}$  – теоретическая подача гидромашин.

Экспериментально установлено, что непосредственные утечки жидкости через зазоры гидравлических машин изменяются при всех прочих равных условиях практически прямо пропорционально перепаду давления, согласно чему, выражение для определения утечек представим в виде [7]:

$$Q_{\text{ут}} = v_{\text{ср}} S b = \frac{S^3 \Delta p b}{12 \mu l},$$

где  $S$  – радиальный зазор между цилиндрической поверхностью корпуса гидромашин (шестеренный насос) и цилиндрическими наружными поверхностями зубчатых колес;  $\Delta p$  – перепад давления в напорном узле гидромашин;  $b$  – ширина зубчатого колеса, т. е. длина зазора в направлении, перпендикулярном движению потока жидкости;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости жидкости;  $l$  – длина зазора в направлении движения жидкости;  $v_{\text{ср}}$  – средняя скорость течения жидкости в зазоре.

Опыты показали, что величина зазора  $S$ , вообще говоря, с повышением давления меняется вследствие деформации деталей, образующих зазор. Ввиду этого зависимость утечек от давления будет нелинейной [8].

Расчетная (теоретическая) подача шестеренного насоса определяется следующим образом [9]:

$$Q_{\text{т}} = 2\pi n b m^2 \omega \cdot \left( z + 1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \right), \quad (1)$$

где  $\omega = \dot{\phi} / 2\pi$  – частота вращения ведущей шестерни;  $\dot{\phi}$  – угловая скорость ведущей шестерни;  $m$  – модуль зубчатых колес насоса;  $n$  – число секций насоса;  $b$  – ширина зубчатого венца;  $z$  – число зубьев ведущей шестерни;  $\alpha$  – угол зацепления.

Теоретическая мощность насоса с учетом формулы (1) [10]:

$$N_{\text{т}} = Q_{\text{т}} \Delta p = 2\pi m^2 n b \omega \left( z + 1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \right) \times \left\{ \left[ \lambda_{\text{м}} \frac{L_{\text{н}} + L_{\text{в}}}{d} + \zeta_{\text{вх}} \right] \cdot \frac{\gamma}{2g} \times \left[ \frac{2\pi}{f_{\text{м}}} m^2 n b \omega \left( z + 1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \right) \right]^2 + \frac{288 \mu^2 l^2 g}{\left( \lambda_{\text{к}} \frac{2L_{\text{к}}}{d} + 2\zeta'_{\text{вх}} \right) \gamma S^4} \right\},$$

где  $\lambda_{\text{м}}$ ,  $\lambda_{\text{к}}$  – коэффициент сопротивления магистралей и соединительных каналов;  $L_{\text{н}}$ ,  $L_{\text{в}}$ ,  $L_{\text{к}}$  – длина нагнетательной, всасывающей магистралей и соединительных каналов;  $f_{\text{м}}$  – площадь сечений магистралей и каналов;  $d$  – диаметр магистралей и каналов;  $\zeta_{\text{вх}}$  – коэффициент сопротивления на входе во всасывающую магистраль;  $\zeta'_{\text{вх}} = \zeta_1 + \zeta_2$  – коэффициент местных потерь;  $\zeta_1$  – коэффициент потерь на входе (принимается в пределах 0,5...1,0);  $\zeta_2$  – коэффициент потерь выхода в полость (для ламинарного потока равен 2);  $\gamma$  – объемный вес рабочей жидкости.

Мощность, потерянная из-за утечек:

$$N_{\text{ут}} = \frac{M_{\text{т}} \cdot Q_{\text{ут}}}{V}, \quad (2)$$

где  $V$  – рабочий объем гидромашин;  $M_{\text{т}}$  – момент на валу гидромашин.

$$M_T = \frac{N_T}{2\pi\omega} = m^2nb \left( z + 1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \right) \times \left\{ \left[ \lambda_m \frac{L_h + L_b}{d} + \zeta_{вх} \right] \cdot \frac{\gamma}{2g} \times \left[ \frac{2\pi}{f_m} m^2nb\omega \left( z + 1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \right) \right]^2 + \frac{288\mu^2 \ell^2 g}{\left( \lambda_k \frac{2L_k}{d} + 2\zeta'_{ex} \right) \gamma S^4} \right\}.$$

Согласно формуле (2) уменьшить мощность  $N_{yT}$  можно только снижением  $Q_{yT}$ , так как момент  $M_T$  не зависит от типа гидромашин и ее характеристик. Достигнуть этого можно использованием гидромашин с наибольшим объемным КПД и рабочим объемом при заданных габаритных размерах, что позволит снизить рабочее давление в нагнетательной магистрали [11].

Анализ полученных результатов показывает, что с увеличением внутренних утечек рабочей жидкости  $Q_{ут}$ , возрастающих вследствие износа гидроМСХ, мощность и момент на валу гидромашин будут уменьшаться, что в свою очередь снизит КПД ГВМ.

Теоретическими и экспериментальными исследованиями определены зависимости изменения КПД ИГТВМ от радиального зазора  $S$  в гидроМСХ (рис. 2). Анализ результатов показал, что в начале эксплуатации КПД ИГТВМ составляет  $\approx 93\%$  во всем рабочем диапазоне. С увеличением износов гидромашин в пределах полей допусков на размеры, при которых  $S = 50$ – $120$  мкм, КПД уменьшается до  $87\%$ . В процессе работы КПД передачи линейно

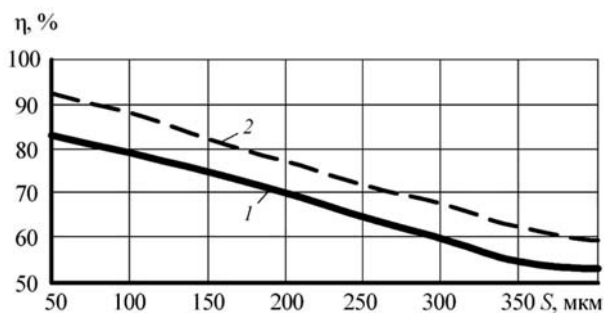


Рис. 2. Экспериментальные (1) и расчетные (2) зависимости КПД ИГТВМ от радиального зазора  $S$  в гидроМСХ

убывает и при радиальном зазоре  $S = 300$ – $350$  мкм составляет всего  $68$ – $63\%$ . При дальнейшем износе ( $S = 350$ – $400$  мкм) КПД практически не снижается. Это свидетельствует о том, что гидроМСХ полностью износились и требуется их замена. Работа ИГТВМ с КПД ниже  $75\%$  нецелесообразна. Такой КПД имеем при радиальном зазоре  $S = 220$  мкм, при котором гидроМСХ подлежит замене.

Таким образом, установлено, что при радиальных зазорах  $S$ , не превышающих пределов полей допусков на размеры, КПД уменьшается не более чем на  $3$ – $5\%$ , а при  $S = 350$  мкм КПД ИГТВМ снижается на  $30\%$  [12].

### Заключение

Разработан оригинальный ГВМ, в конструкции которого в качестве МСХ используются гидромашин, а телом заклинивания является гидравлическая жидкость. Предложена методика выбора параметров ГВМ, достоверность которой подтверждена экспериментальными исследованиями.

### Литература

1. Гребеньков Д.В. Исследование влияния параметров износа на КПД инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента // Вестник машиностроения. 2016. № 4. С. 18–22.
2. Гребеньков Д.В. Выбор объемных гидромашин для гидродифференциального выпрямителя момента инерционной автоматической передачи // Альманах современной науки и образования. 2016. № 9(111). С. 26–28.
3. Гребеньков Д.В. Метод прогнозирования технического ресурса инерционной гидродифференциальной автоматической передачи мобильных машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 2005. 18 с.
4. Баженов С.П., Гребеньков Д.В. Анализ показателей и характеристик объемных гидромашин с точки зрения применимости в инерционном гидродифференциальном трансформаторе вращающего момента // "TRANS & MOTAUTO'04": тез. докл. междунар. конф. Пловдив, 2004. С. 88–92.
5. Гребеньков Д.В. Прогнозирование ресурса инерционного гидродифференциального выпрямителя момента мобильной машины // Вестник машиностроения. 2013. № 2. С. 33–36.
6. Гребеньков Д.В. Влияние точности изготовления шестеренных насосов на величину внутренней утечки в инерционном гидродифференциальном

выпрямителе момента // Вестник современной науки. 2016. № 3–1. С. 21–24.

7. ребеньков Д.В. Параметры, влияющие на величину рабочего давления в гидросистеме инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента // Новое слово в науке и практике: гипотезы и апробация результатов исследований. 2016. № 22. С. 88–92.
8. Баженов С.П., Гребеньков Д.В. Объемные утечки в гидравлических механизмах свободного хода // Успехи современного естествознания. 2003. № 4. С. 74–75.
9. Баженов С.П., Гребеньков Д.В. Обоснование параметров гидросистемы выпрямителя момента инерционной бесступенчатой автоматической передачи // Современные наукоемкие технологии. 2004. № 1. С. 46.
10. Гребеньков Д.В. Расчет параметров гидросистемы инерционного гидродифференциального выпрямителя момента // Приоритетные научные направления: от теории к практике. 2016. № 24–2. С. 10–15.
11. Баженов С.П., Новожилов Б.А., Гребеньков Д.В. Экспериментальное исследование характеристик гидродифференциального выпрямителя момента инерционной бесступенчатой автоматической передачи // Механика и процессы управления моторно-трансмиссионных систем транспортных машин: тез. докл. Всероссийс. науч.-техн. конф. Курган, 2003. С. 189–191.
12. Гребеньков Д.В. Параметры, влияющие на объемные утечки в гидравлических муфтах свободного хода инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента // Наука и современность. 2012. № 15–1. С. 102–107.

### References

1. Greben'kov D.V. Investigation of the effect of wear parameters on the efficiency of an inertial hydro-differential torque transformer. Vestnik mashinostroeniya. 2016. No 4, pp. 18–22 (in Russ.).
2. Greben'kov D.V. The choice of volumetric hydraulic machines for the hydrodifferential rectifier of the moment of inertial automatic transmission. Al'manakh sovremennoy nauki i obrazovaniya. 2016. No 9(111), pp. 26–28 (in Russ.).
3. Greben'kov D.V. Metod prognozirovaniya tekhnicheskogo resursa inertsionnoy gidrodifferentsial'noy avtomaticheskoy peredachi mobil'nykh mashin: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Method for predicting the technical resource of inertial hydrodifferential

automatic transmission of mobile machines: abstract for dissertation on degree of Candidate of Technical Sciences]. Moscow, 2005. 18 p.

4. Bazhenov S.P., Greben'kov D.V. Analysis of indicators and characteristics of volumetric hydraulic machines from the point of view of the applicability in the inertial hydrodifferential torque transformer. "TRANS & MOTAUTO'04": tez. dokl. mezhdunar. konf. Plovdiv, 2004, pp. 88–92 (in Russ.).
5. Greben'kov D. V. Forecasting of the resource of the inertial hydrodifferential rectifier of the moment of a mobile machine. Vestnik mashinostroeniya. 2013. No 2, pp. 33–36 (in Russ.).
6. Greben'kov D.V. Influence of accuracy of manufacture of gear pumps on the amount of internal leakage in the inertial hydrodifferential torque rectifier. Vestnik sovremennoy nauki. 2016. No 3–1, pp. 21–24 (in Russ.).
7. Greben'kov D. V. Parameters affecting the working pressure in the hydraulic system of the inertial hydrodifferential torque transformer. Novoe slovo v nauke i praktike: gipotezy i aprobatsiya rezul'tatov issledovaniy. 2016. No 22, pp. 88–92 (in Russ.).
8. Bazhenov S.P., Greben'kov D.V. Volumetric leaks in hydraulic freewheels. Uspekhi sovremennoy estestvoznaniya. 2003. No 4, pp. 74–75 (in Russ.).
9. Bazhenov S.P., Greben'kov D. V. Substantiation of parameters of a hydraulic system of the rectifier of the moment of inertial stepless automatic transmission. Sovremennye naukoemkie tekhnologii. 2004. No 1, pp. 46 (in Russ.).
10. Greben'kov D.V. Calculation of the hydraulic system parameters of the inertial hydrodifferential rectifier of the moment. Prioritetnye nauchnye napravleniya: ot teorii k praktike. 2016. No 24–2, pp. 10–15 (in Russ.).
11. Bazhenov S.P., Novozhilov B.A., Greben'kov D.V. Experimental study of the characteristics of a hydrodifferential rectifier of a moment of inertial stepless automatic transmission. Mekhanika i protsessy upravleniya motornotransmissionnykh sistem transportnykh mashin: tez. dokl. Vserossiys. nauch.-tekhn. konf [Mechanics and control processes of motor-transmission systems of transport vehicles: abstracts of the paper of the All-Russian Scientific and Technical Conference]. Kurgan, 2003, pp. 189–191 (in Russ.).
12. Greben'kov D.V. Parameters influencing the volumetric leakage in the hydraulic free-wheel clutches of the inertial hydrodifferential torque transformer. Nauka i sovremennost'. 2012. No 15–1, pp. 102–107 (in Russ.).

## THE HYDRODIFFERENTIAL RECTIFIER OF THE MOMENT OF INERTIAL AUTOMATIC TRANSMISSION OF MOBILE MACHINES

PhD in Engineering **D.V. Greben'kov**  
Lipetsk State Technical University, greben80@rambler.ru

*The article considers the possibility of using torque in the inertial-pulse automatic transmissions of a hydrodifferential rectifier, in the design of which hydraulic machines are used as free-wheel clutches. Unlike mechanical freewheel clutches, where the weakest of their links are the jamming bodies, in the proposed construction the jammed body is hydraulic fluid, which allows to eliminate the above-mentioned drawback and reduce wear. A kinematic scheme of inertial transmission with a hydrodifferential torque rectifier is given and the working process is described on three characteristic operating modes: stop, torque and direct transmission. Dependences for calculation of basic parameters of hydraulic clutches of a free wheel are given, and also theoretical and experimental results of researches of working capacity of the inertial hydrodifferential torque transformer are presented. An analysis of the results showed that with increasing internal leakage of the working fluid, which increase as a result of wear of the hydrodifferential torque rectifier, the power and torque on the shaft of the hydraulic machine will decrease, which in turn will decrease the efficiency of the hydrodifferential rectifier. The analysis of the results showed that at the beginning of operation the efficiency of the hydrodifferential rectifier is about 93% in the entire operating range. During operation, the efficiency of transmission decreases linearly and at a radial gap of 300 ч 350  $\mu\text{m}$  is only 68 ч 63%. With further deterioration (radial clearance 350 ч 400  $\mu\text{m}$ ), the efficiency is practically not reduced. This indicates that the hydrodifferential rectifier of the torque has completely worn out and its replacement is required.*

**Keywords:** hydrodifferential torque rectifier, clearance, leakage of hydraulic fluid, hydraulic machine, wear, hydro mechanism of free-wheeling.