

Перспективы применения поездов из вагонов с наклоняемыми кузовами

Поезда из вагонов с наклоняемыми кузовами вагонов создаются в расчете на увеличение скорости движения в кривых. В Китае насчитывается довольно много железнодорожных линий, которые построены весьма давно и характеризуются относительно низкими техническими параметрами пути и большим числом кривых малого радиуса. Среди наиболее типичных можно назвать линии Чэнду — Чунцин, Чэнду — Куньмин, Гуйцзян — Куньмин, Цзинань — Циндао, Цзиньхуа — Вэньчжоу и ряд других. Например, на линии Чэнду — Чунцин длиной 540 км имеется более 760 кривых с минималь-

ным радиусом 285 м; вообще же на кривые радиусом менее 600 м приходится 68 % всей протяженности данной линии. В настоящее время и в ближайшей перспективе возможность коренной реконструкции таких линий весьма мала. Тем не менее эти линии играют важную роль в экономическом и социальном развитии регионов, по территории которых они проходят. Поэтому поезда из вагонов с наклоняемыми кузовами представляют рациональный способ сокращения длительности поездок и, следовательно, улучшения транспортного обслуживания населения зон тяготения.

W. Yongliang. Chinese Railways, 2004, № 1, p. 49 – 53.

Тяговый редуктор для скорости 350 км/ч

В Испании новые электропоезда AVE S103 в регулярной эксплуатации на новой линии между Мадридом и Барселоной будут развивать скорость до 350 км/ч. Значительная заслуга в этом принадлежит компании Voith Turbo, разработавшей для этого поезда мощный и в то же время компактный тяговый редуктор с цилиндрической зубчатой передачей SE 380. Он является последней модернизацией редуктора, эксплуатируемого на высокоскоростном поезде ICE3 железных дорог Германии (DBAG), и отвечает техническим требованиям, предусматривающим минимальную массу и низкий уровень излучаемого шума.

Высокоскоростное движение в Германии развивается более 15 лет. За этот период компоновка электропоездов ICE менялась от электровозного варианта (концевые моторные вагоны) до моторвагонного, в котором 50 % колесных пар оборудованы тяговым приводом.

Темам использования облегченных конструкций и снижения уровня шума при создании железнодорожного подвижного состава придают все большее значение. Это касается всех элементов подвижного состава, начиная с пригородных поездов и кончая высокоскоростными междугородными сообщениями.

Наряду с изменениями в конструкции вагонов и повышением уровня комфорта (включение в состав вагона-ресторана, усиление шумоизоляции пассажирских салонов и кондиционирование воздуха в

них), определяющую роль в дальнейшем развитии прежде всего играла концепция совершенствования тягового привода с одновременным снижением массы его компонентов и повышением требований к уровню излучаемого шума.

Уменьшена не только общая масса подвижного состава, которая являлась решающей для снижения расхода потребляемой энергии, уменьшения времени разгона и торможения, но также и неподрессоренная масса моторных колесных пар, снижающая уровень комфорта и повышающая износ в системе колесо — рельс. При этом равным образом улучшается динамика и снижаются динамические напряжения в ходовой части и элементах верхнего строения пути.

Все отчетливее в технологии высокоскоростного движения проявляются требования к тяговым редукторам в отношении облегчения конструкций и снижения уровня шума. Благодаря размещению унифицированных узлов тягового привода по всему поезду дополнительное внимание уделяется шумовым свойствам привода. Если при электровозном варианте компоновки для достижения высокого комфорта во время движения шуму тягового редуктора не придавали значения, то при моторвагонном варианте редуктор, расположенный под пассажирским вагоном, является непосредственной причиной шума в салоне.

Редуктор как элемент передачи мощности от двигателя к оси колесной пары выполняет несколько функций. Он преобразует частоту вращения и вра-

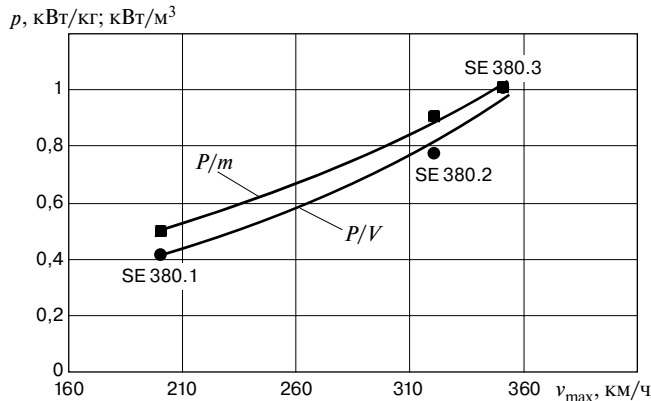


Рис. 1. Зависимости удельной мощности от максимальной скорости движения:

p — удельная мощность; v_{max} — максимальная скорость; P/m — удельная мощность, приходящаяся на единицу массы; P/V — то же, на единицу объема

щающий момент, а также выполняет функцию опирания связанных с ним узлов, а именно тягового двигателя, тормозов, датчика частоты вращения. Ход рессор и динамические воздействия делают необходимым применение первичных или вторичных подвижных сочленений, которые реализуются на входном или выходном валах тяговых редукторов.

Центральное место редуктора в системе тягового привода требует системного подхода при создании его конструкции. Редуктор оказывает большое влияние на распространение шума и в значительной степени определяет динамические свойства тягового привода. Увеличение срока службы и снижение затрат на техническое обслуживание — это основные условия, которыми руководствуются при проектировании редуктора и расчете его прочности.

Требования к редуктору

Удельная мощность

Повышенные требования к установленной мощности тягового привода, отнесенной к общей массе тяговой единицы, реализованы в существующих ре-

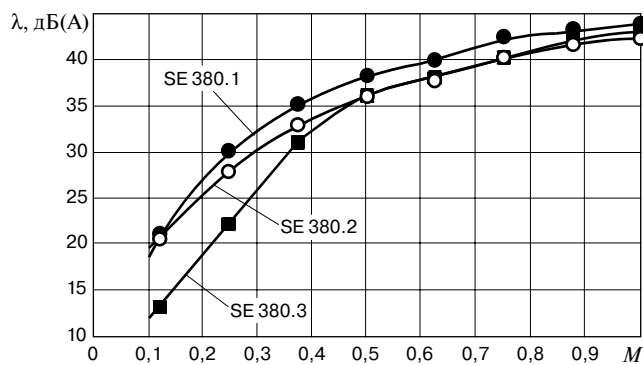


Рис. 2. Сравнение уровней колебания сил в зубчатом зацеплении редукторов:

λ — уровень колебания; M — тяговой момент

дукторах современных высокоскоростных поездов. На рис. 1 представлено сравнение величин удельной мощности трех типовых тяговых редукторов, используемых на высокоскоростных поездах. Приведенные кривые показывают характер зависимости от максимальной скорости движения оптимального отношения мощности к массе (P/m) и объему (P/V). Для сравнения взяты редукторы типов SE 380.1 (поезд ICE-TD), SE 380.2 (ICE3), а также SE 380.3 (AVE-S103).

Уровень шума

При проектировании редуктора повышенные требования предъявляются не только к абсолютному значению уровня излучаемого шума, но и к его частотному спектру. Анализ шумов, излучаемых поездом, показал, что работающий редуктор издает характерные воющие звуки меняющейся высоты.

В настоящее время уровень комфорта в высокоскоростных поездах с концевыми моторными вагонами достаточно высок. В связи с этим конкурирующие с ними поезда с тягой, распределенной по длине состава, должны обеспечивать пониженный уровень шумоизлучения и эффективную шумоизоляцию пассажирских салонов.

На рис. 2 для редукторов трех типов показана зависимость уровня колебаний сил λ в зубчатом зацеплении, являющихся причиной возникновения шума, от величины тягового момента M , выраженного в относительных единицах. Как видно из кривых, тяговые редукторы типов SE 380.1 и SE 380.2, имеющие подшипники более простой конструкции, передают на корпус силы, сопоставимые по величине.

Новые редукторы типа SE 380.3 удовлетворяют повышенным требованиям в отношении излучаемого шума, поскольку во всей рабочей области обеспечивают значительно меньший уровень колебания сил в зубчатом зацеплении. Снижение возмущающих сил, особенно при неполной нагрузке, здесь достигает 8 дБ(A). При разработке нового редуктора исходили из того, что снижение возмущающих сил на 3 дБ(A) соответствует уменьшению на 50 % уровня динамических сил в зубчатом зацеплении.

Компоновка

При разработке нового редуктора была выбрана принципиально новая концепция. Существующие редукторы с цилиндрической зубчатой передачей и корпусом из алюминиевых сплавов имеют ограничение по максимальному углу наклона винтовой линии косозубых шестерен до величины, при которой,

с одной стороны, сохранялась бы простая концепция подшипниковых узлов, а с другой — не требовалось повышение прочности корпуса в связи с большими осевыми силами.

Однако низкий уровень излучаемого шума при незначительной тональной составляющей может быть достигнут только при относительно большом коэффициенте перекрытия зубчатого зацепления. В связи с этим оптимизация здесь возможна за счет увеличения угла наклона винтовой линии зацепления, а это влечет за собой повышение требований к подшипниковому узлу, а также к прочности корпуса редуктора.

Разрез редуктора новой концепции представлен на рис. 3. Для восприятия высоких результирующих осевых сил в зубчатом зацеплении, обусловленных увеличенным углом наклона его винтовой линии, на валу шестерни был дополнительно установлен подшипник с четырехточечным контактом. Это обеспечило оптимальные условия работы редуктора в течение всего срока его эксплуатации.

Для отбора мощности с выходного вала также принята новая концепция, позволившая учесть повышенные требования в отношении восприятия осевых сил. Впервые важный шаг в этом направлении был сделан на базе применения конических роликовых подшипников. Чтобы избежать значительного перегрева этих подшипников, обусловленного высокими значениями окружной скорости, разработали новую конструкцию смазочного узла. Работоспособность этой конструкции была доказана при контрольных испытаниях тягового редуктора.

Конструкция корпуса редуктора

Конфигурацию корпуса редуктора определяли по условиям высокой жесткости в осевом направлении и незначительной скручивающей нагрузки, обусловленной действием сил в зубчатом зацеплении. Кроме того, в связи с точечным воздействием осевых сил, передающихся с вала шестерни, особое внимание было уделено шумоизлучению.

В расчетах профиля зубьев шестерни учитывали деформации корпуса редуктора, обусловленные воздействием вращающего момента. При этом существующие конструкции корпусов в расчет не принимали. Выбранная конструкция корпуса с наклонным расположением плоскости разъема является оптимальной, поскольку в ней реализовано наилучшее соотношение между массой и прочностью.

Прежде всего для проверки выбранной концепции был выполнен расчет корпуса редуктора по методу конечных элементов без дополнительных элементов жесткости при условии действия сил в зубчатом зацеплении. Полученные величины деформаций и распределение напряжений были ис-

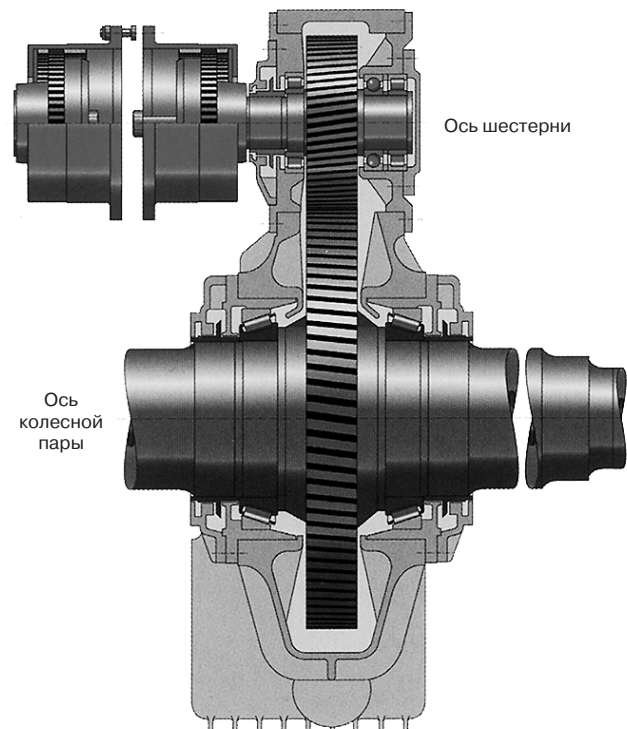


Рис. 3. Редуктор SE 380.3 в разрезе

пользованы для определения формы корпуса редуктора. На заключительном этапе выбранный вариант корпуса с дополнительными элементами жесткости был еще раз рассчитан методом конечных элементов.

Крепление редуктора на тележке

Особое внимание было уделено разработке узла подвески корпуса редуктора к раме тележки. Этот узел воспринимает все реактивные силы, возникающие при передаче вращающего момента. Следовательно, в его конструкции должен учитываться и такой динамический эффект, как, например, передача сил, возникающих при коротком замыкании тягового двигателя. При разработке конструкции этого высоконагруженного узла необходимо было стремиться к снижению массы. В то же время из-за значительных ударных нагрузок пришлось отказаться от использования алюминиевых сплавов.

В качестве примера может служить дизайнерская работа над скобой, являющейся одним из элементов крепления корпуса. Методом автоматизированной топологической оптимизации было определено требуемое распределение массы на основе выбора определенного расчетного варианта нагрузки. Отправной точкой оптимизации являлось определение имеющегося в наличии максимального объема, а также зон, конфигурация которых уже задана и не подлежит изменению (рис. 4).

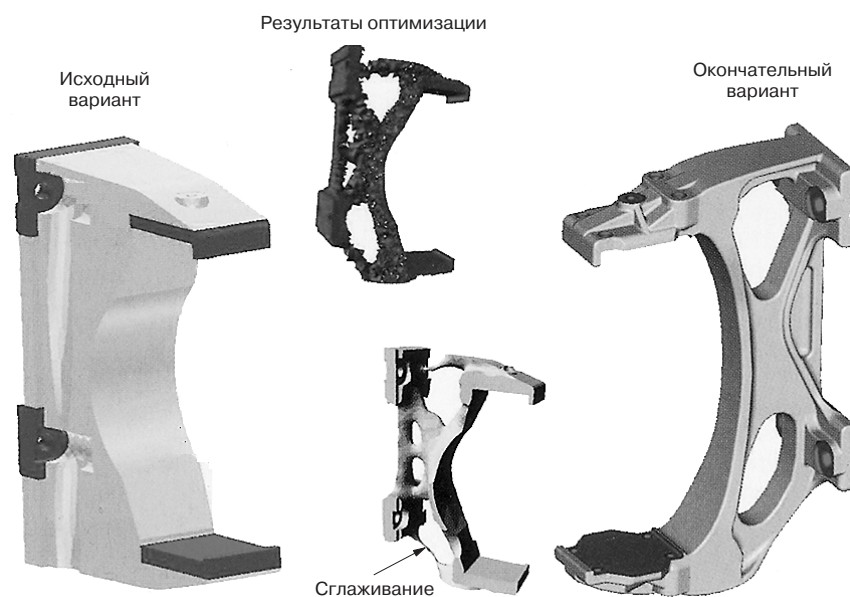


Рис. 4. Этапы оптимизации скобы в узле крепления редуктора

В оптимизационных расчетах после первой итерации определяли объемы, в которых прогнозировались лишь небольшие напряжения, что позволяло снизить упругость конечных элементов. На последующем итерационном шаге процесс повторяли. Критерием окончания расчетов явилось получение реально выбранной массы конечных элементов, имеющих высокую жесткость. Для рассматриваемой детали было проведено 15 итераций. Это позволило уменьшить суммарный объем элементов, имеющих большую упругость, на 60 % по сравнению с исходной. После сглаживания контуров детали проводили ее доработку с помощью расчета конечно-элементной модели, исходя из функциональных качеств детали и технологических особенностей изготовления и обработки.

Результатом оптимизации детали было снижение исходной массы на 70 % и уменьшение передаваемой через нее реактивной силы на 75 %.

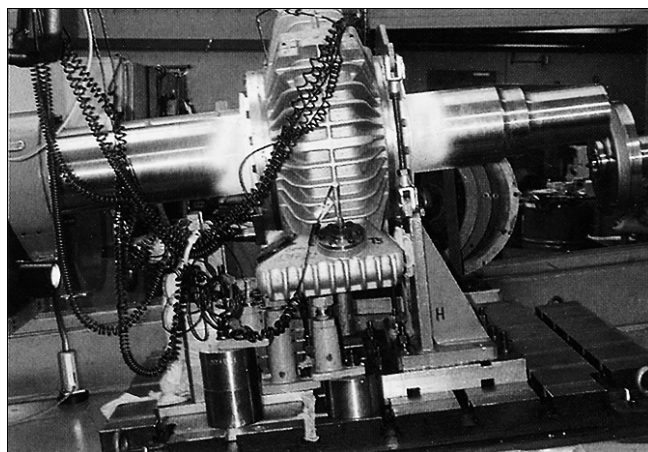


Рис. 5. Испытание редуктора в режиме холостого хода с наклоном

Концепция испытаний

В связи с обычными для настоящего времени короткими сроками разработки нового подвижного состава изготовители отдельных узлов стремятся проводить испытания своей продукции как можно в большем объеме. Это позволяет избежать многих рисков, связанных с разработкой новых компонентов. Тем не менее по-прежнему остаются обязательными проверка и оценка работы новых узлов, установленных на подвижном составе.

На заводе компании Voith Turbo все редукторы новых типов подвергаются типовым испытаниям по широкой программе. При этом определяются характеристики тяговых редукторов как на холостом ходу, так и под нагрузкой.

Из-за особых условий ввода их в эксплуатацию и в связи с применением алюминиевых сплавов в качестве материала корпуса дополнительно проводят климатические испытания при отрицательных температурах.

Испытания в режиме холостого хода

Целью этих испытаний является проверка герметичности тягового редуктора при различных условиях эксплуатации с контролем обеспечения смазки всех его деталей. Поскольку в редукторах зоны возникновения нагрева проявляются и при отсутствии нагрузки, режим холостого хода также может быть использован для оценки температурного режима.

Температура в пределах допуска должна обеспечиваться при испытании без использования внешнего охлаждения. Этим при последующем вводе в эксплуатацию достигается достаточный температурный резерв для редуктора.

Испытания в режиме холостого хода проводят с обязательной записью кривых изменения частоты вращения в диапазоне, соответствующем рабочему. Учитывая применение редуктора на высокоскоростном подвижном составе, особое внимание уделяли его работе при максимальной частоте вращения в продолжительном режиме.

Для контроля герметичности учитывали также ускорения в поперечном направлении при движении в кривой, а также импульсные нагрузки от боковых ударов. С этой целью использовали специальный испытательный стенд, позволяющий проводить испытания при различных углах наклона редуктора (рис. 5). Тем самым имитировали изменения в ре-

жиме смазки редуктора при воздействии боковых ускорений. Важнейшими критериями испытаний являются изменения температуры в определенных зонах тягового редуктора, а также герметичности лабиринтных уплотнений при максимальном наклоне редуктора.

Испытания под нагрузкой

Нагрузочный режим служил преимущественно для дополнительной проверки несущей способности элементов опирания, а также для контроля пятна контакта зубчатого зацепления. При этом проверялась работа как при постоянной нагрузке, так и в режиме циклических изменений тягового и тормозного моментов с изменяющейся частотой вращения. Для обеспечения наиболее корректных условий испытаний они проводились с редуктором, который был соединен с осью колесной пары и рассмотренной ранее скобой узла крепления к тележке.

Испытания при отрицательных температурах

Для подтверждения заявленного диапазона рабочих температур тягового редуктора проводились специальные климатические испытания. Редуктор охлаждали до температуры $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и затем запускали двигатель. Цель испытания состояла в подтверждении соответствия реального процесса нагрева расчетному. Это значит, что корпус редуктора должен был нагреться до рабочей температуры в течение заданного промежутка времени. Для этого тяговый редуктор в течение нескольких минут работал с максимальной частотой вращения, после чего привод отключали, и вращение продолжалось по инерции до остановки.

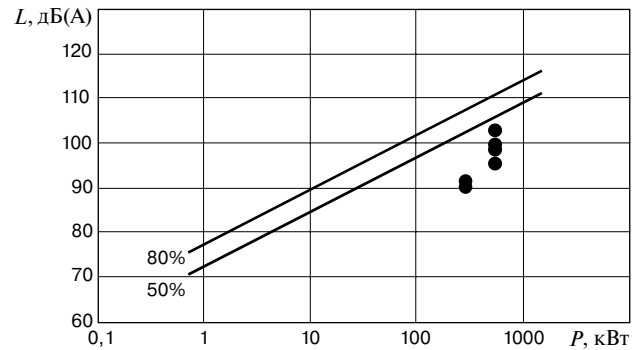


Рис. 6. Уровни шума, излучаемого новым редуктором:
L — уровень шума; P — мощность

Выводы

Разработка, конструирование и производство тяговых редукторов с высокими требованиями к уровню шума и массе требуют глубоких знаний и опыта в области тяговых приводов. Применительно к рассмотренной цилиндрической зубчатой передаче SE 380 компании Voith Turbo удалось выполнить и даже перевыполнить поставленные задачи.

Разнообразные стендовые испытания редуктора в режиме холостого хода и под нагрузкой создали предпосылки для его успешной работы в эксплуатации. Однако ходовые испытания первого серийного поезда AVE S103 дадут наиболее достоверную информацию, которая позволит судить об эффективности новой разработки.

Следует также отметить, что уровень шума, излучаемого новым редуктором, значительно ниже предельных величин, установленных инструкцией VDI 2159 (рис. 6).

M. Holzapfel, T. Bassmann. Eisenbahntechnische Rundschau, 2005, № 4, S. 201 – 206.

Вам нужна

эффективная

реклама?

Звоните в редакцию журнала «Железные дороги мира»,

МЫ ПОМОЖЕМ ВАМ.

Телефон: (495) 317-55-65. E-mail: zdm@css-rzd.ru