Chapter 9: Renewables

1. BWK: Erneuerbare Energien weltweit – Stand 2016 (2017)
2. Scientific American: A Path to Sustainable Energy by 2030 (2009)
3. 100 % erneuerbare Energie für Österreich – Ist das möglich? (2020)
4. Vattenfall: Wind Energy in Europe (2011)
5. NREL: 2010 Cost of Wind Energy Review – Synopsis (2012)
6. Alstom Wind Turbines for Onshore and Offshore Operation (2014)
7. Analysis of the Conversion of Ocean Wind Power into Hydrogen (2013)
8. MPC for airborne wind energy generation (2013)
9. BWK: Effizienter Strom aus der Sonne (2011)
10. Concentrated Solar Power Solutions by Alstom
11. Detailed Modeling of Parabolic Trough Collectors for the Part Load Simulation of Solar Thermal Power Plants (2012)
12. Geothermal Resources (Manente, 2017)
13. Tidal Power Solutions by Alstom
14. Performance Analysis of OTEC Plants With Multilevel Organic Rankine Cycle and Solar Hybridization (2013)
15. Wege zur nachhaltigen Energieversorgung – Herausforderungen an Speicher und thermische Kraftwerke (2012)
16. Wasserstoff – Das Speichermedium für erneuerbare Energien (2012)
17. Druckluftspeicherkraftwerk mit Dampfkreislauf (2016)
18. Thermodynamic Analysis of a Novel Cryogenic Rankine Cycle for Wind Energy Storage (2012)
19. Wirtschaftliche Bewertung von Stromspeichertechnologien (2012)

Im Jahr 2016 waren weltweit rund 487 GW elektrischer Leistung in Windkraftanlagen installiert. Im Bild der Offshore-Windpark Riffgat.

Bild: EWE

Globaler Stand 2016

Erneuerbare Energien weltweit

Trotz eines vergleichsweise geringen Energiepreisniveaus hat in den letzten Jahren die Nutzung des erneuerbaren Energieangebots global deutlich zugenommen. Diese Entwicklung wird – wie auch in den vergangenen Jahren – getrieben von Energieautarkiebestrebungen, den nach wie vor fallenden Preisen bei einigen Optionen zur Nutzung regenerativer Energien, der in vielen Schwellenländern schnell und stark wachsenden Energie- und insbesondere Stromnachfrage sowie – zumindest in einigen OECD-Staaten – dem Bestreben, das Paris-Abkommen zum Klimaschutz zumindest ansatzweise ernst zu nehmen. Auch werden einige Optionen zur Nutzung erneuerbarer Energien (zum Beispiel Biomasse, Wasserkraft) vielfach bereits seit Jahren zum Teil in einem beachtlichen Ausmaß genutzt; das heißt, erneuerbare Energien sind in vielen Ländern bereits heute ein integraler Bestandteil speziell der ländlichen Energieversorgung. Dies gilt neben der Biomasse zur Bereitstellung thermischer Energie insbesondere für die Erzeugung elektrischer Energie; Stromerzeugungsanlagen unter anderem auf der Basis von Wasser, Biomasse, Wind und Solarstrahlung trugen 2016 mit rund der Hälfte zur jährlich neu installierten elektrischen Leistung bei und realisieren global etwa ein Fünftel der Stromerzeugung. Demgegenüber zeigte eine Wärme- und Kraftstoffbereitstellung auch 2016 nur einen unterdurchschnittlichen Anstieg; hier ist die Wachstumsdynamik deutlich weniger ausgeprägt im Vergleich zum Stromsektor. Auch ist zu erwarten, dass in den kommenden Jahren regenerative Energien weitergehend genutzt werden; das größte absolute und relative Wachstum wird wahrscheinlich die Photovoltaik und die Windenergie zeigen.

Kostengünstige und jederzeit verfügbare Energie ist der Treiber der globalen Industrialisierung und (mit-)verantwortlich für den in den letzten Jahrzehnten deutlich gestiegenen Wohlstand in den meisten der politisch weitgehend stabilen Volkswirtschaften. Jedoch sind die Ressourcen der fossilen Energieträger, die heute nach wie vor den Löwenanteil der globalen Energieversorgung abdecken, global sehr ungleichmäßig verteilt. Und ihre Nutzung ist mit erheblichen Auswirkungen auf die lokale/regionale Umwelt und insbesondere das Klima verbunden; letzterer Punkt kann als wissenschaftlich nahezu zweifelsfrei nachgewiesen gelten, auch wenn einige Staaten dies aus (innen-)politischen Gründen nicht akzeptieren wollen und eine entsprechend gegenläufige Politik realisieren (zum Beispiel USA unter der Trump-Administration).

Im Kontext dieses Spannungsfeldes sind die folgenden globalen Entwicklungstrends im weltweiten Energiesystem erkennbar, die letztlich eine weitergehende Nutzung der regenerativen Energien auch im Jahr 2016 (mit-)bestimmt haben.

- Die kaum regulierte ungehemmte Industrialisierung in vielen Entwicklungs- und Schwellenländern hat insbesondere in den dortigen „Megacities" zu einer von der dort ansässigen Bevölkerung kaum noch akzeptierbaren Luftverschmutzung geführt, durch die es zunehmend zu massiven gesundheitlichen Einschränkungen kommt. Um deshalb weitergehenden Schaden von einer tendenziell global stark wachsenden städtischen Bevölkerung abzuwenden, muss bei der jeweiligen Energieversorgung zunehmend umgesteuert werden; dies inkludiert oft auch eine verstärkte Nutzung regenerativer Energien.
- Energiepolitik ist immer auch Wirtschaftspolitik; das heißt, in vielen Ländern soll Energiepolitik unmittelbar auch zu Schaffung von Arbeitsplätzen und von Wohlstand führen. Deshalb muss es das politische Ziel jeder Volkswirtschaft sein, eine sichere Energieversorgung zu gewährleisten. Vor dem Hintergrund der starken Preisvariationen auf den globalen Energiemärkten, der politischen Instabilitäten in einigen erdölexportierenden Staaten und der mit dem Energieimport gegebenenfalls verbundenen politischen Abhängigkeiten streben viele auch insbesondere der großen Volkswirtschaften zunehmend höhere Autarkiegrade bei der Energieversorgung an – auch mit dem Ziel, die natürlichen Ressourcen im eigenen Land im Hinblick auf die Schaffung von Arbeitsplätzen und damit von Wertschöpfung zu nutzen; ein typisches Beispiel ist Brasilien mit seinem Bioethanolprogramm. Derartige Bestrebungen bedeuten fast immer eine verstärkte Nutzung regenerativer Energien (Ausnahme: Nutzung der Shalegas-Vorkommen in den USA).
- In vielen Entwicklungs- und Schwellenländern ist der Grad der ländlichen Elektrifizierung (nahezu) gleichbedeutend mit Lebensqualität und Wohlstand. Aber die aus den Industriestaaten bekannten großtechnischen (zentralen) Lösungsansätze sind bei der oft geringen Besiedlungsdichte, den zum Teil großen Entfernungen und der (bisher) relativ geringen Energienachfrage in vielen Fällen (energie-)wirtschaftlich nicht sinnvoll darstell- beziehungsweise umsetzbar. Deshalb werden hier in den letzten Jahren vermehrt dezentrale Lösungen realisiert, die nahezu zwangsläufig regenerative Energien beinhalten, da diese dezentral oft sehr kostengünstige Lösungen bieten können.
- Auch wenn der Klimaschutz in den letzten Jahren nicht mehr die politische Bedeutung hat, wie dies in den 1990er- und den 2000er-Jahren der Fall war, ist doch die Minderung der Klimagasemissionen nach wie vor – zumindest in Westeuropa – auf der politischen Agenda, zumal in der Zwischenzeit nahezu alle Staaten in der einen oder anderen Form mehr oder weniger verbindliche Minderungsziele verabschiedet haben. Hinzu kommt, dass viele international agierende Unternehmen beziehungsweise internationale Organisationen/Verbände/Industrievereinigungen Selbstverpflichtungen im Bereich Klimaschutz eingegangen sind. Auch wenn sowohl die politischen als auch die privatwirtschaftlichen Ziele oft nicht wirklich bindend sind und nur schleppend umgesetzt werden, bedeutet dies aber trotzdem zumeist zwangsläufig eine weitergehende Nutzung regenerativer Energien. Auch wenn bestimmte Staaten (zum Beispiel USA) aus dem Klimaabkommen aussteigen (wollen), ist doch aus heutiger Sicht davon auszugehen, dass diese Entwicklung global weitergehen wird, wenn auch zunehmend verlangsamt.
- Getrieben von den Industriestaaten, aber auch unterstützt durch viele Entwicklungs- und Schwellenländer, soll sich die weitergehende Entwicklung unserer globalen Gesellschaft zunehmend an den nach wie vor nur vergleichsweise unkonkret formulierten Nachhaltigkeitszielen ausrichten. Dies ist weitgehend unstrittig, da diese Entwicklungsziele viel Raum für individuelle Interpretationen der mit der konkreten Umsetzung dieser Ziele verbundenen Maßnahmen lassen; weitgehender Konsens ist dabei aber eine verstärkte Nutzung des erneuerbaren Energieangebots.
- Konventionelle fossile Energieressourcen sind grundsätzlich endlich. Auch wenn die statische Reichweite beispielsweise der gasförmigen und der flüssigen fossilen Energieträger in den letzten Jahren eher zu- anstatt abgenommen hat, ist vielen der erdölexportierenden Staaten klar, dass sie vor dem Hintergrund des starken Bevölkerungswachstums Entwicklungen einleiten müssen, die ihnen auch in dem – wann auch immer beginnenden – Post-Erdöl-Zeitalter Einkommen generiert, damit das heutige Wohlstandsniveau gehalten und potenziell weiter ausgebaut werden kann. Deshalb investieren auch einige der Opec-Staaten vermehrt in erneuerbare Energien.
- Ähnlich wie in Deutschland resultiert der Wohlstand in vielen Volkswirtschaften aus dem Export von (Energie-)Technologie; das ist mit ein Grund, weshalb beispielsweise China mit erheblicher staatlicher Unterstützung eine starke und sehr exportorientierte PV-Industrie aufgebaut hat. Damit ist ein globaler Wettbewerb zur Deckung der Nachfrage nach Anlagen zur Nutzung regenerativer Energien entbrannt, da hier noch erheblich wachsende globale Märkte gesehen werden; dieser hat auch einen zunehmenden Preisdruck zur Folge. Diese Entwicklung wird vielfach durch die regionale Wirtschaftsförderung unterstützt – hier oft mit dem primären Ziel der damit verbundenen Schaffung von Arbeitsplätzen und von Wertschöpfung.
- Auch in Zeiten niedriger Ölpreise von rund 45 US-$/bbl (Mitte Juni 2017) sind die Jahre hoher Ölpreise von 100 US-$/bbl und mehr nicht vergessen. Deshalb ist es das Bestreben vieler Akteure sowohl im

Autoren

Dr.-Ing. **Janet Witt**, Jahrgang 1976, studierte Versorgungstechnik an der Fachhochschule Erfurt und Project Managements (Energy and Environment) an der University of Northumbria in Newcastle, Großbritannien. Sie promovierte 2012 an der Technischen Universität Hamburg (TUHH) am Institut für Umwelttechnik und Energiewirtschaft (IUE). Seit 2002 ist sie als wissenschaftliche Mitarbeiterin im Bereich Bioenergiesysteme am DBFZ tätig und leitet dort die AG Märkte und Nutzung.

i *janet.witt@dbfz.de*

Prof. Dr.-Ing. **Martin Kaltschmitt**, Jahrgang 1961, Studium an der Technischen Universität Clausthal, Promotion an der Universität Stuttgart. Dort Abteilungsleiter am Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung, Habilitation auf dem Gebiet erneuerbarer Energien. Von 2001 bis 2008 war er Geschäftsführer des Instituts für Energetik und Umwelt gGmbH in Leipzig. Als wissenschaftlicher Geschäftsführer war er von 2008 bis 2010 am DBFZ tätig. Seit 2006 ist er Leiter des Instituts für Umwelttechnik und Energiewirtschaft (IUE) der Technischen Universität Hamburg (TUHH).

Dr.-Ing. **Sebastian Janczik**, Jahrgang 1979, promovierte im Bereich Regenerative Energiesystemtechnik mit dem Schwerpunkt Nutzung der Tiefen Geothermie in Deutschland an der Technischen Universität Hamburg-Harburg (TUHH). Von 2009 bis 2015 Projektleiter am Institut für Umwelttechnik und Energiewirtschaft (IUE) der TUHH und von 2016 bis 2017 Leiter der Niederlassung in Hamburg bei der Leipziger Institut für Energie GmbH. Seit 2017 tätig bei einem kommunalen Energieversorger in Mecklenburg-Vorpommern.

M.Sc. **Annika Magdowski**, Jahrgang 1988, promoviert seit 2014 im Bereich Regenerative Energiesystemtechnik mit dem Schwerpunkt der Energiesystemmodellierung für nationale und internationale Anwendungsgebiete an der Technischen Universität Hamburg-Harburg (TUHH). Von 2015 bis 2017 Mitarbeiterin beim Leipziger Institut für Energie GmbH, Niederlassung Hamburg.

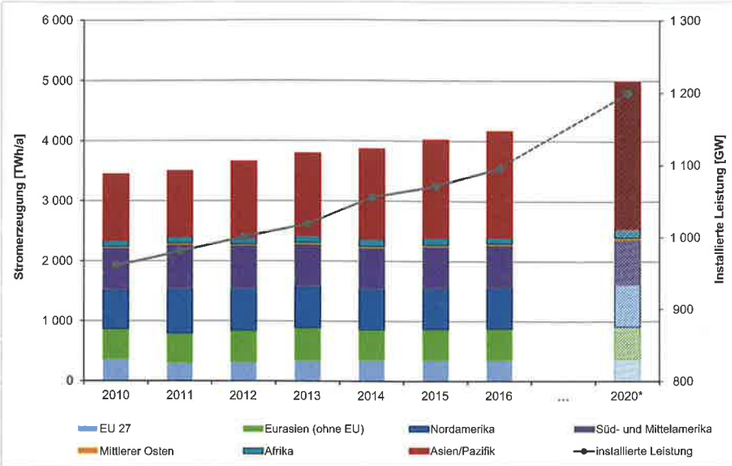


Bild 1 Weltweite Stromerzeugung aus Wasserkraft (* Abschätzung) [4; 5].

industriellen als auch im privaten Sektor, eine größere Unabhängigkeit von den internationalen Energiemärkten zu erreichen; und das bedeutet automatisch eine weitergehende Nutzung der erneuerbaren Energien.

■ Insbesondere die Photovoltaik (PV) war die letzten Jahre durch einen erheblichen Preisverfall gekennzeichnet; heute sind PV-Anlagen zu Preisen am Markt erhältlich, die noch vor wenigen Jahren als utopisch galten. Aber auch andere Optionen zur Nutzung des regenerativen Energieangebots zeigten und zeigen merkliche Reduktionen der spezifischen Investition. Damit ist Energie auf der Basis erneuerbarer Energien zum Teil bereits kostengünstiger als aus fossilen Energieträgern. Dies unterstützt eine weitere Marktausweitung insbesondere auf der Kostenseite.

Gegenläufig zu den genannten Tendenzen ist die Tatsache, dass in der Vergangenheit in vielen Staaten im Bereich der fossilen/nuklearen Energieträger vielfältige staatliche Lenkungsmaßnahmen implementiert wurden, die die Marktentwicklung der regenerativen Energien entscheidend beeinflussen; die in der Vergangenheit mittels staatlicher Unterstützung geschaffenen Strukturen sind oft sehr dominant und beständig. Hinzu kommen die zum Teil erheblichen Investitionen, die im Bereich der fossilen Energien in den letzten Jahrzehnten getätigt wurden und bisher nur zum Teil abgeschrieben sind; das heißt, das Interesse der in der Energiewirtschaft handelnden Akteure, diese Infrastrukturen weiter gewinnorientiert zu nutzen, ist sehr hoch. Erschwerend kommt hinzu, dass abgesehen von einer Stromerzeugung primär aus Wind und Photovoltaik international häufig nur flüssige regenerative Kraftstoffoptionen im Fokus politischer und regulatorischer Maßnahmen stehen; das heißt, oft fehlt eine weitergehende politische Unterstützung in bestimmten Energiemärkten (zum Beispiel Wärmemarkt). Auch haben die Markteintrittsbarrieren infolge der staatlichen Normensetzung in den letzten Jahren zu Ungunsten des regenerativen Energieangebots tendenziell eher zugenommen. Zusätzlich sind die Strukturen im Energiesystem – und das gilt insbesondere im Stromsektor – häufig durch staatliche Monopole geprägt, die ein privatwirtschaftliches Agieren maximal sehr großer Unternehmen erlaubt; hinzu kommen insbesondere in vielen Entwicklungs- und Schwellenländern zum Teil stark subventionierte staatlich festgelegte Stromtarife. Damit verhindern institutionelle und strukturelle Randbedingen oft eine wie auch immer geartete Nutzung regenerativer Energien, auch wenn diese wirtschaftlich darstellbar ist.

Vor dem Hintergrund dieses Spannungsfeldes, das zudem erheblichen Veränderungen unterworfen ist, wird nachfolgend auf die einzelnen Optionen zur Nutzung des erneuerbaren Energieangebots eingegangen und jeweils der derzeitige Stand aus globaler Perspektive und für die EU diskutiert. Zusätzlich wird abgeschätzt, wie sich die Nutzung weltweit und in der EU bis 2020 entwickeln könnte.

Wasserkraft

□ *Welt*

2016 waren global rund 1 246 GW elektrischer Leistung in Wasserkraftanlagen installiert (**Bild 1**); dies beinhaltet rund 150 GW an in Pumpspeicherkraftwerken installierte Kapazitäten. Insgesamt wurden 2016 etwa 4 023 TWh (2015: 3 903 TWh) erzeugt. Aufgrund regional relativ langer Trockenperioden konnte 2016 – ähnlich wie im Vorjahr – lediglich rund 3 230 h/a (Volllaststunden) erreicht werden.

Mit nur 32 GW an neu installierten Kraftwerksanlagen im Jahr 2016 blieb der Zubau bereits zum dritten Mal in Folge unterhalb des Vorjahresniveaus. Darunter fallen auch 6,4 GW an neuen Pumpspeicherkraftwerken, deren Ausbau in den letzten Jahren wieder an Bedeutung zugenommen hat. Dies reduziert den Netto-Leistungszubau in Laufwasserkraftwerken weiter.

Die zehn Länder, in denen Ende 2016 über 75 % der global installierten Wasserkraftleistungen vorhanden sind, waren:

- China (358 GW/1 181 TWh),
- USA (125 GW/266 TWh),
- Brasilien (98 GW/410 TWh),
- Kanada (80 GW/380 TWh),
- Japan (78 GW/98 TWh),
- Indien (57 GW/121 TWh),
- Russland (49 GW/164 TWh),
- Norwegen (33 GW/144 TWh),
- Frankreich (32 GW/65 TWh),
- Italien (29 GW/43 TWh).

Damit verfügt China über fast 30 % der global verfügbaren Wasserkraftkapazitäten, und obwohl der Großteil der gut erschließbaren Standorte bereits genutzt wird, eröffnete China auch 2016 mehr neue Kraftwerkskapazitäten (etwa 12 GW) als jedes andere Land. Besonders hervorzuheben ist das Wudongde-Projekt am Fluss Jinsha, das 2020 fertiggestellt werden soll und über eine Leistung von 10 GW verfügen wird. Im aktuellen 5-Jahres-Entwicklungsplan der Volksrepublik ist – neben der Reduktion von Treibhausgasen und dem Rückzug Chinas aus der konventionellen Energiegewinnung mit Kohle – auch ein Ausbau der Wasserkraft um weitere 60 GW vorgesehen. Die Ziele des abgeschlossenen 5-Jahresplans wurden für die konventionelle Wasserkraft zwar erreicht; jedoch gibt es einen deutlichen Nachholbedarf im Bereich der Pumpspeicherkraftwerke. Auf sie entfallen gerade einmal 8 % (26,7 GW) der installieren Kapazität. Bis 2020 sollen deshalb 40 GW an neuen Pumpspeicherkraftwerken entstehen. Im August 2016 ging bereits ein Teil des 1 500 MW umfassenden Lyjang-Kraftwerks ans Netz; es wird erwartet, dass das Projekt 2017 fertiggestellt wird [1].

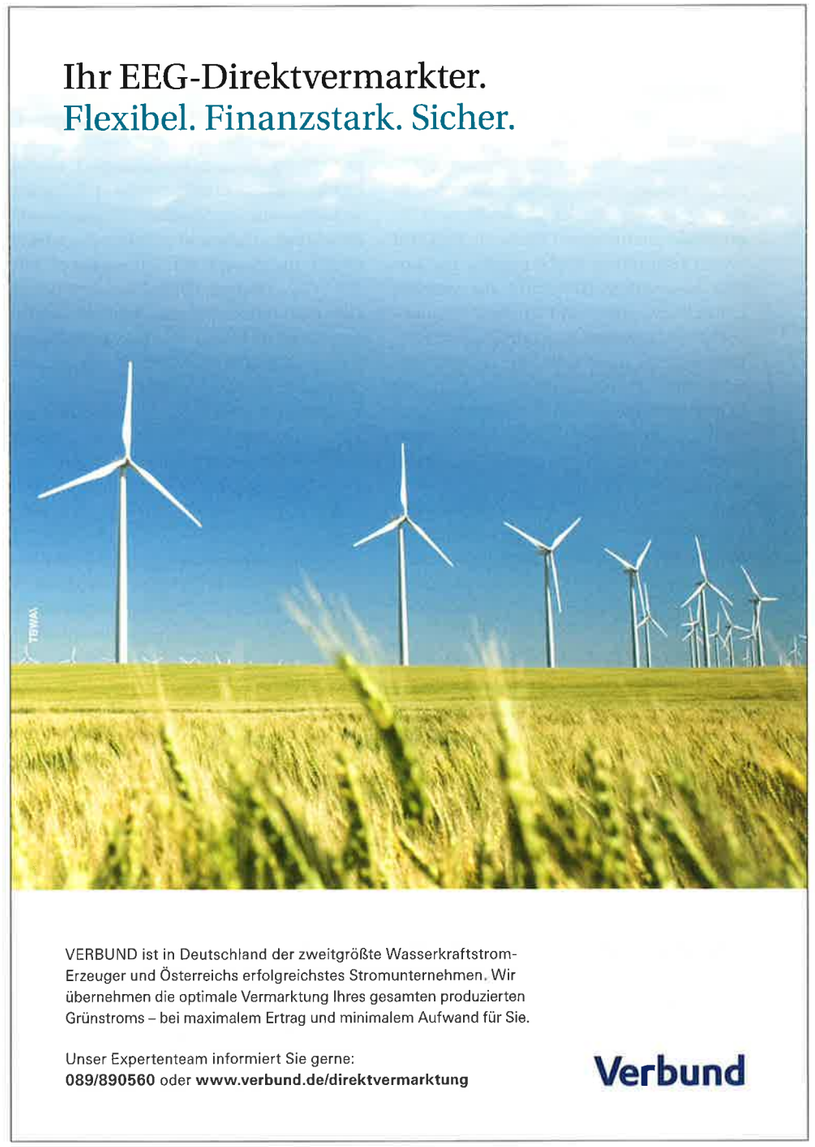
Weitere 5,5 GW [45] trug Brasilien unter anderem mit der Fertigstellung des Jirau-Projekts am Madeirafluss zum globalen Ausbau der Wasserkraft 2016 bei. Zusätzlich wurden 1 GW in der Schweiz neu installiert (Linthal-Pumpspeicherkraftwerk). Die weitergehende Nutzung der Wasserkraft wird aber auch in vielen Entwicklungsländern vorangetrieben. So wurden im Vorjahr 2 GW in Ecuador, 1,5 GW in Äthiopien, 1,3 GW in Südafrika und 1,1 GW in Vietnam neu in Betrieb genommen [1].

Aus technischer Sicht wird bei Großwasserkraftwerken bewährte Technologie eingesetzt, die immer weiter optimiert wird. In einigen Industrieländern ist dabei bereits ein möglichst minimaler Eingriff in den natürlichen Lebensraum der Flussflora und -fauna eine primäre Genehmigungsvoraussetzung für die Neuinstallation von Wasserkraftwerken; entsprechend wird auch die Technik weiterentwickelt. Dabei wird zunehmend auf eine Wasserkraftnutzung in Kombination mit anderen regenerativen Energien gesetzt, um so die potenziell vorhandenen Synergieeffekte nutzen zu nutzen. Konkret wird schon heute beispielsweise bei dem „Naturspeicherprojekt" in Gaildorf, Baden-Württemberg, ein Speicherreservoir mit anderen regenerativen Energieoptionen verknüpft, um den Aufbau einer integrierten Energieversorgung zu demonstrieren [2]. Ein anderes Beispiel ist die kombinierte Nutzung von schwimmenden Photovoltaikpanels in Speicherwasserseen für die solare Stromerzeugung. Erste Erfahrungen können bereits mit der schwimmenden 40-MW-PV-Anlage in Huainan, Provinz Anhui (China), gesammelt werden, die in einem Regenauffangbecken eines ehemaligen Kohlebergbaugeländes getestet wird. Die National Hydroelectric Power Corporation plant für die Zukunft ein einzigartiges Projekt, in dem schwimmende Photovoltaikmodule mit Pumpspeicherkraftwerken kombiniert werden. Dabei wird eine Zielkapazität von 600 MW angestrebt.

Weltweit sind durchaus noch beachtliche erschließbare Wasserkraftpotenziale vorhanden. Die schlecht ausgebaute Energieinfrastruktur auf dem afrikanischen Kontinent behindert vor allem unterhalb der Sahara den Ausbau der Wasserkraftpotenziale. Ein Land, dem es dennoch gelungen ist, neue Kapazitäten zu installieren, ist Äthiopien, wo 1,8 GW durch die Eröffnung des Gibe-Projekts 2017 neu ans Netz gehen konnten [1].

Dabei handelt es sich aber insbesondere bei dem derzeit realisierten Ausbau der großen Wasserkraft oft um weniger attraktive Standorte mit nicht-optimaler Infrastrukturanbindung im Herzen Afrikas, Südamerikas und zum Teil auch in infrastrukturell kaum erschlossenen Teilen Asiens. Deshalb ist der Ausbau derartiger Standorte im Allgemeinen sehr kostenintensiv. Daher steigt in vielen Staaten die Bedeutung der Kleinwasserkraft – und das insbesondere für die Energieversorgung in ländlichen Gebieten.

Insgesamt wird damit auch in den kommenden Jahren die Wasserkraftnutzung weiter ausgebaut. Da jedoch topografisch und infrastrukturell sehr gute Standorte zunehmend rarer werden und parallel dazu die Anforderungen an eine naturverträgliche Bebauung weltweit steigen, verlangsamt sich der Ausbau der großen Wasserkraft immer mehr. Besonders deutlich wird dies im nächsten Jahrzehnt werden, wenn die derzeit noch in Bau und Planung befindlichen Projekte ans Netz gegangen sein werden und dann tendenziell mehr Kleinwasserkraftanlagen entwickelt werden (müssen). Hier ist aber davon auszugehen, dass selbst ein extrem forcierter Ausbau der Klein- und Kleinstwasserkraft die aktuellen jährlichen Zubauraten der Großwasserkraftnutzung niemals erreichen wird.



Aufgrund der sich bereits im Bau befindlichen Großkraftwerke wird in den kommenden Jahren die Stromerzeugung aus Wasserkraft jedoch noch deutlich weiter zunehmen. Bei einer unterstellten ungestörten Entwicklung könnten bis 2020 global zwischen 1150 bis 1250 GW an elektrischer Kraftwerksleistung in Lauf- und Speicherwasseranlagen installiert sein; zusätzlich werden die ausschließlichen Pumpspeicherkapazitäten um 15 bis 30 GW steigen. Damit wäre eine Stromerzeugung aus Wasserkraft zwischen 4 500 und 4 800 TWh/a möglich. Dieser Ausbau wird hauptsächlich in Asien, Afrika und Südamerika stattfinden.

□ *EU*

Die in der EU installierte Leistung zur Wasserkraftnutzung beträgt 148 GW, wovon knapp ein Drittel in Pumpspeicherkraftwerken installiert ist. 2016 generierte dieser Kraftwerkspark eine Stromerzeugung von rund 348 TWh [1].

Insgesamt konnte in der EU die Wasserkraftnutzung in den letzten Jahren kaum ausgebaut werden; unter anderem aufgrund der natürlichen Gegebenheiten, des schon realisierten Ausbaugrades, der hohen Umweltstandards und der aktiven Umweltbewegung sind größere Neubauvorhaben praktisch nicht umsetzbar. Deshalb wurden im letzten Jahr nahezu ausschließlich vorhandene Altanlagen modernisiert, Altstandorte reaktiviert und vorhandene Anlagen technisch ertüchtigt; neue Technologien und innovative Ansätze sind dabei kaum zum Tragen gekommen. Trotz der vergleichsweise restriktiven Vorgaben der europäischen Wasserrahmenrichtlinie und der Flächenkennzeichnung als Natur-2000-Schutzgebiet konnten 2015 rund 244 MW neu installiert werden. Die Hauptakteure sind dabei Italien, Frankreich, Spanien und Deutschland [3].

Auch ist in der EU der Ausbaugrad der genehmigungsfähigen Wasserkraftstandorte schon sehr hoch; deshalb sind Neuanlagen kaum noch realisierbar. Geht man deshalb näherungsweise nur von der Hälfte des Wachstums der letzten zehn Jahre aus (0,65 %/a), könnten 2020 bei einer installierten Leistung von etwa 235 bis 240 GW maximal 365 TWh/a Strom aus Wasserkraft in der EU produziert werden.

Meeresenergie

Die in Form von unter anderem Wellen, Gezeiten, Meeresströmungen und Wärme in den Weltmeeren enthaltene Energie kann mit Hilfe einer Vielzahl sehr unterschiedlicher technischer Ansätze in elektrische Energie umgewandelt werden. Die bisher einzige kommerziell großtechnisch genutzte Form der Meeresenergie ist die Gezeitenenergie; alle anderen Optionen befinden sich nach wie vor in einem zum Teil sehr frühen F&E-Stadium.

□ *Welt*

Ende 2016 waren weltweit insgesamt etwa 530 MW in kommerziellen Kraftwerken zur Nutzung der Meeresenergie installiert, mit denen rund 0,6 TWh Strom erzeugt wurde.

■ Das älteste Gezeitenkraftwerk St. Malo wurde 1967 in La Rance/Frankreich installiert und war bis vor wenigen Jahren mit 240 MW das weltweit größte Kraftwerk dieser Art. Daneben gab es bis zur Jahrtausendwende lediglich in Anapolis/Kanada eine kleinere derartige Anlage (20 MW) und vier noch kleinere Anlagen in China (zwischen 0,3 und 4,1 MW). Seit 2004 wurde diese Option jedoch global weiter ausgebaut. In Russland gingen zwei kleinere Kraftwerke (insgesamt 1,7 MW) in Betrieb und in Südkorea wurde bereits 2011 das nunmehr weltweit größte Gezeitenkraftwerk am „Sihwa-Lake" mit 254 MW eröffnet. Global werden damit Gezeitenkraftwerke mit 0,5 GW betrieben. Zusätzlich sind ebenfalls in Südkorea zwei weitere Großkraftwerke mit zusammen 1,7 GW in Bau.

■ Das weltweit erste Gezeitenströmungskraftwerk „SeaGen" (1,2 MW) ist 2008 in Großbritannien in Betrieb gegangen. Seither wurden fünf weitere derartige Kraftwerke mit zusammen 3,1 MW in Frankreich, Italien, USA und zwei Anlagen in Südkorea installiert. Weitere 10,5 MW befinden sich in den USA und in England in Bau oder in der Inbetriebnahmephase.

■ Weltweit wird Wellenenergie seit 1999 erst in vier Ländern (China, Ghana, Portugal und Spanien) genutzt; die insgesamt installierte Leistung liegt bei 1,1 MW. Darüber hinaus befinden sich Anlagen zur Wellenenergienutzung in einer vergleichbaren Größenordnung im Bau [6].

Zusätzlich werden weltweit weitere Versuchs- und Demonstrationsanlagen mit unterschiedlichsten Konzepten zur Meeresenergienutzung betrieben, bei denen primär – oft mit Unterstützung öffentlicher Forschungsmittel – die Technologieentwicklung im Vordergrund steht.

Infolge der teilweise erheblichen technischen Herausforderungen, die mit der Nutzung der im Meer vorhandenen Energieströme einhergehen, wird die Meeresenergienutzung auch weiterhin ein Nischendasein führen; dies gilt aber eingeschränkter für die Nutzung der Gezeitenenergie. Trotzdem werden auch zukünftig insgesamt ansteigende (öffentliche) Mittel investiert werden, um die Technik weiter zu entwickeln und damit Optionen zu eröffnen, dass die Meeresenergie einen zunehmenden – wenn auch potenziell sehr begrenzten – Beitrag zur Deckung der globalen Energienachfrage leisten kann [7].

Wird eine moderate weitere Entwicklung unterstellt, könnten 2020 global rund 1,9 GW installiert sein, mit denen dann eine potenzielle Stromerzeugung von rund 2,3 TWh/a möglich wäre.

□ *EU*

Neben dem genannten Gezeitenkraftwerk St. Malo in Frankreich wurden bis Ende 2016 nur 14 MW neu realisierte Meeresenergieprojekte – vorrangig installiert an britischen, französischen und holländischen Küsten – bekannt. Die daraus resultierende Stromerzeugung liegt bei etwa 0,6 TWh/a.

In Europa laufen eine Vielzahl von F&E-Aktivitäten im Bereich der Meeresenergie. Ob diese Aktivitäten erfolgreich sein werden und Marktbedeutung erlangen, hängt außer von den technischen Fortschritten, den damit verbundenen Umwelteinflüssen, der lokalen Akzeptanz und den realisierbaren Stromgestehungskosten primär von der Setzung des energiewirtschaftlichen Rahmens ab.

Bis 2020 könnten – die Bereitstellung weiterer öffentlicher F&E-Mittel unterstellt – 311 MW an Gezeitenenergie und 37 MW an Wellenenergie installiert sein, die zusammen rund 0,8 TWh an elektrischer Energie liefern könnten [7].

Windenergie

□ *Welt*

2016 waren weltweit rund 487 GW elektrischer Leistung in Windkraftanlagen installiert (**Bild 2**), mit denen etwa 960 TWh erzeugt wurden (das sind knapp 16 % mehr als 2015). Der Großteil der Anlagen befindet sich nach wie vor auf dem Festland (onshore) und nur knapp 4 % auf See (offshore). Im Vergleich zu 2015 bedeutet dies ein Zubau von 55 GW beziehungsweise ein Wachstum von 12 %. Dennoch konnte der Rekordzubau aus dem Jahr 2015 (63 GW) nicht erreicht werden, da vor allem der Weltmarktführer China ein Rückgang von fast einem

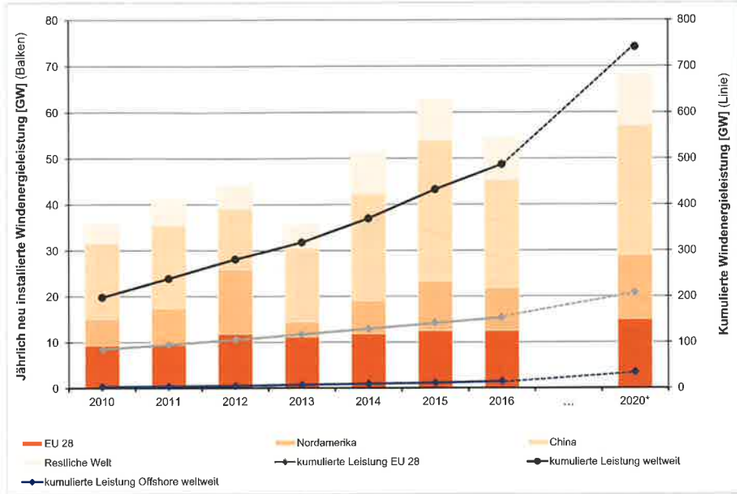


Bild 2 Jährliche und kumulierte installierte Windkraftanlagenleistung weltweit (On- und Offshore) und in der EU (* Abschätzung) [8].

Viertel im Vergleich zum Vorjahr (2015: 30 GW Ausbau) verzeichnet hat.

■ In Asien wurde 2016 der global höchste Ausbau der Windkraftanlagenleistung realisiert (28 GW). Dabei ist weiterhin China mit 23 GW neu installierter Leistung der größte Einzelmarkt. Aber insbesondere weniger entwickelte Märkte wachsen schnell; beispielsweise wurde in Indien 2016 die Windenergie deutlich weitergehend genutzt und der bisherige Ausbaurekord aus dem Jahr 2011 (3 GW) gebrochen; 2016 gingen hier 3,6 GW neu ans Netz.

■ In Nordamerika war der Windkraftanlagenmarkt auch 2016 stark; in den USA wurden 3,8 GW neu installiert, und der erste US-amerikanische Offshore-Windpark vor der Küste von Rhode Island ging mit fünf Turbinen und 30 MW zum Jahresende ans Netz. Neben den USA gibt es aber kaum weitere bedeutende Windkraftmärkte in Amerika. Aber auch in Kanada und Mexiko wird die Windkraftnutzung inzwischen genutzt. Beide Länder erreichten allerdings nur etwa 10 % beziehungsweise 2,5 % der in den USA installierten Leistung; zusammen sind das rund 1,2 GW.

■ In Afrika wurde 2016 nur in Südafrika ein nennenswerter Zuwachs von 418 MW erreicht [8].

Die mit Abstand meisten Windkraftanlagen werden nach wie vor onshore installiert; jedoch gewinnt die Offshore-Windkraftnutzung zunehmend an Bedeutung. Weltweit wurden 2016 immerhin 2,2 GW offshore neu errichtet (20 % Zuwachs im Vergleich zu 2015); damit sind in den im Meer vorhandenen Windenergieanlagen inzwischen etwa 14,4 GW installiert [8; 9]; davon befinden sich rund 12,6 GW vor den Küsten der EU (das heißt, eine Offshore-Windstromerzeugung ist nach wie vor eine vorwiegend europäische Option), knapp 1,8 GW in Asien und 30 MW in Nordamerika (vgl. USA) [9].

Nach wie vor sind weltweit noch viele Onshore-Standorte mit einem hohen Windenergieangebot unerschlossen. Jedoch wird zunehmend – trotz des damit verbundenen technischen Aufwandes – unter anderem aufgrund mangelnder Akzeptanz in der Bevölkerung zumindest in Europa immer mehr auch die Nutzung der Windkraft im Meer entwickelt. Dies führt dort zu merklich fallenden Stromgestehungskosten; beispielsweise konnten mit knapp unter 0,05 €/kWh bei dem dänischen Kriegers-Flak-Projekt Erzeugungspreise realisiert werden, wie sie vor wenigen Jahren noch als völlig utopisch galten. Damit können unter den Bedingungen in der europäischen Nordsee gut konzipierte Offshore-Projekte an attraktiven Standorten (mit möglichst küstennaher Anbindung an Großverbraucher) mittlerweile zum Teil mit Onshore-Windparks konkurrieren.

Die Anlagentechnik zur Nutzung der Windkraft wurde die letzten Jahre kontinuierlich verbessert und standortspezifisch angepasst; mittlerweile sind spezielle Offshore- und Schwachwindanlagen

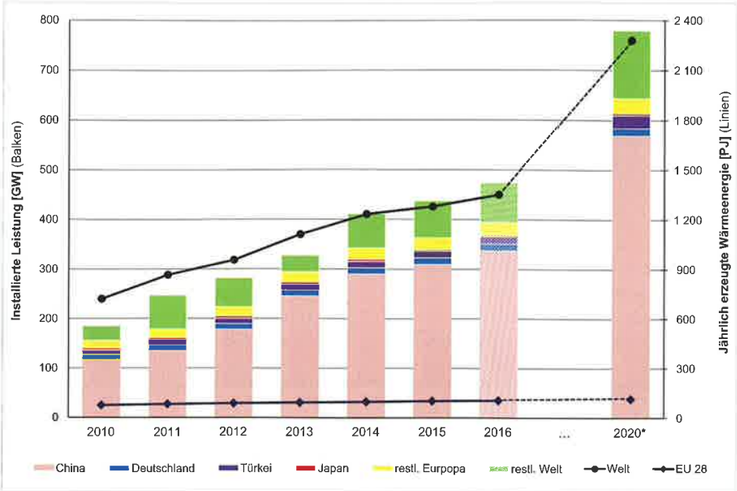


Bild 3 Solarthermische Anlagen zur Raumwärme- und Warmwasserbereitstellung (* Abschätzung; eigene Abbildung) [9; 13].

auf dem Markt. Dabei scheint bei den Onshore-Anlagen das Größenwachstum nahezu zum Stillstand gekommen zu sein; hier dominieren nach wie vor Anlagen im Bereich von 3 bis maximal 5 MW den Markt [3]. Auch zeichnet sich ab, dass die Anlagen im Detail verbessert und unter anderem die Wartungsintervalle reduziert beziehungsweise die Verlässlichkeit erhöht werden. Demgegenüber ist zu erwarten, dass im Offshore-Bereich zukünftig deutlich über 5 MW hinausgehende Leistungen installiert werden dürften. Derzeit steht die Entwicklung der 8- beziehungsweise 9-MW-Klasse bei diversen Anlagenherstellern im Fokus [10]. Daneben konzentrieren sich die Entwicklungen im Offshore-Bereich auf eine weitere Material- und damit Kostenreduzierung sowie einen wartungsärmeren und betriebssicheren Betrieb. Ziel ist es, robuste Windkraftanlagen zu entwickeln, die bei den rauen Umgebungsbedingungen auf dem Meer verlässlich betrieben werden können. Parallel dazu wird weiterhin an entsprechenden Gründungen gearbeitet; hier scheint sich aber abzuzeichnen, dass der Monopile infolge der in den letzten Jahren erreichten Fortschritte (unter anderem Einsatz in größeren Wassertiefen) die Option der Wahl bleiben wird. Zusätzlich dazu laufen Forschungen im Bereich schwimmender Windkraftanlagen. Auch drängen mit dem globalen Wachstum der Windkraft immer mehr Hersteller auf den Markt; dies gilt insbesondere für Unternehmen aus dem asiatischen Raum. Dies führt zu einem stärkeren Wettbewerb und damit zu potenziell fallenden Preisen.

Auch wenn 2016 die Zubaurekorde aus 2015 nicht erreicht wurden, dürfte die globale Windkraftnutzung auch 2017 und danach weiter ausgebaut werden. Weltweit sind noch ausreichend unerschlossene Standorte mit sehr guten Windverhältnissen und einfach realisierbarer infrastruktureller Anbindung vorhanden, und die Nachfrage nach elektrischer Energie wächst nach wie vor überproportional; hinzu kommt, dass die Strompreise in vielen Ländern vom fossilen Energiepreisniveau (das heißt dem Ölpreis) weitgehend entkoppelt sind. Aufgrund der zum Teil schwierigen wirtschaftlichen und/oder politischen Situation vor allem in einigen Ländern im asiatischen und amerikanischen Raum ist es trotzdem unwahrscheinlich, dass die Spitzenwerte von 2015 erneut erreicht werden können. Mit leicht reduzierten Zuwächsen könnten bis 2020 weltweit etwa 740 GW an Windkraftanlagen installiert sein; dabei wird die Offshore-Nutzung mit bis zu 35 GW (5 %) prognostizierter Anlagenlagenkapazität weiterhin ein (vorrangig auf die EU begrenztes) Nischendasein führen. Der weltweite Anlagenpark 2020 könnte nach Schätzungen zwischen 1450 und 1550 TWh Strom erzeugen, davon rund 130 bis 154 TWh von Offshore-Anlagen [11].

□ *EU*

Ende 2016 waren in der EU 154 GW in Windkraftanlagen installiert. Sie produzierten 303 TWh Strom (264 TWh onshore und 37 TWh offshore); das entspricht etwas über 8 % der europäischen Stromnachfrage. Im Jahresverlauf wurden in der EU rund 12 GW neu installiert und etwa 0,5 GW Altanlagen stillgelegt [12]. Der größte Einzelmarkt ist, wie auch in den Vorjahren, Deutschland mit 5,4 GW neu errichteter Leistung und einer insgesamt installierten Kapazität von rund 50 GW (dies entspricht einem Zuwachs von knapp 11 % in 2016).

Das UK hat unter den Staaten, die eine Offshore-Windstromerzeugung realisieren, 2016 die Spitzenposition mit etwa 5,2 GW inne. Darauf folgt Deutschland mit 4,1 GW und Dänemark mit 1,3 GW. Die Niederlande verdreifachte ihre Offshore-Aktivitäten im Vergleich zu 2015 auf 0,9 GW. In Belgien (0,7 GW) und Schweden (0,3 GW) waren dagegen keine neuen Offshore-Aktivitäten zu verzeichnen [12].

Auch in den kommenden Jahren wird die Windkraftnutzung in den EU-Staaten on- und offshore weiter ausgebaut werden. Wird die aktuelle Entwicklung für die nächsten vier Jahre fortgeschrieben, könnten 2020 in der EU rund 190 bis 210 GW installiert sein, wovon sich etwa 31 GW (rund 15 %) im Offshore-Bereich befinden. Damit wäre dann insgesamt eine potenzielle Stromerzeugung von etwa 375 bis 410 TWh/a möglich.

Solarenergie

Solarenergie kann klein- und großtechnisch zur Wärme- und/oder Strombereitstellung genutzt werden. Die entsprechenden Optionen werden nachfolgend diskutiert.

Wärmeerzeugung

□ *Welt*

Solarthermische Systeme zur Heißwasser- und – eingeschränkter – zur Raumwärmebereitstellung wurden auch 2016 global weiter ausgebaut. Die weltweit installierte thermische Leistung lag 2016 bei insgesamt etwa 471 GW. Damit betrug der potenziell erzielbare solare Nutzenergieertrag rund 1350 PJ (2016) (**Bild 3**). In Bezug zur installierten Leistung liegt die solarthermische Wärmenutzung damit deutlich vor der solarthermischen und photovoltaischen Stromerzeugung (siehe auch folgende Kapitel).

Weltweit wird die solare Wärmenutzung in 127 Ländern aktiv betrieben, dennoch stellten Ende 2016 nur drei Länder 76 % der global installierten Anlagenkapazitäten (China 337,2 GW, Türkei 15,1 GW, Deutschland 13,7 GW). Allein 36,7 GW wurden im Verlauf des Jahres 2016 neu hinzugebaut. Zu den TOP-5-Ländern, die diesen Beitrag leisteten, zählen China (27,7 GW), die Türkei (1,5 GW), Brasilien (0,9 GW), Indien (0,9 GW) und die USA (0,7 GW). Dabei handelt es sich zu etwa 90 % um kleine, dezentrale Anlagen zur Brauchwarmwasserbereitung primär für den Einsatz in Wohngebäuden. Anlagen, die zur Erwärmung von Swimmingpools oder zur Unterstützung von Heizenergie eingesetzt werden, sowie in einem Nahwärmeverbund betriebene Anlagen sind global gesehen eher von untergeordneter Bedeutung [9; 13].

Die größte Zubaurate mit einer neu installierten Leistung von fast 27,7 GW weist 2016 China auf; hier kann Solarenergie aus Anlagen von insgesamt 337 GW genutzt werden. Damit brachte China mit 75 % und einem deutlichen Abstand zum Zweitplatzierten (Türkei mit 4 %; 1,5 GW Zubau) die weltweit meisten Neuinstallationen auf den Weg, und dies obwohl der Ausbau solarthermischer Anlagen in China rückläufig ist. Im Vergleich zum Jahr 2014 mit 44,5 GW Neuinstallationen hat sich der Zubau sogar nahezu halbiert; deshalb wurde auch die Prognose für die weitere Entwicklung bis 2020 deutlich korrigiert. Der neue 5-Jahres-Entwicklungsplan der chinesischen Regierung strebt bis 2020 den Betrieb von 590 GW an solarthermischen Anlagen an. Aus Sicht der aktuellen Zubauzahlen aus anderen Ländern erscheint der Plan durchaus ambitioniert.

Vor dem Hintergrund der weltweit gesunkenen Ölpreise sowie der zunehmenden Konkurrenz zur Wärmebereitstellung mittels Wärmepumpen und Photovoltaik (aufgrund gesunkener Investitionskosten) waren im Jahr 2016 in den meisten Solarmärkten die Neuinstallationen mindestens leicht rückläufig. Die Ausnahmen zu diesem Trend stellen Dänemark, Indien und Mexiko dar, die ein positives Wachstum zwischen 84 beziehungsweise 6 % aufweisen. Dänemark punktete 2016 vor allem mit seinen optimierten Rahmenbedingungen (unter anderem hohe Steuern für die Nutzung von fossilen Energieträgern), die es Investoren ermöglichte, 31 neue Nahwärmenetze und fünf Anlagenerweiterung zu realisieren (gesamt: 347 MW). Darunter befinden sich auch das weltweit größte und zweitgrößte solarthermische Kraftwerk mit 110 MW und 49 MW (**Tabelle 1**). In Dänemark stieg damit die Gesamtkapazität auf etwa 1,1 GW, wovon der Großteil der Anlagenkapazitäten (0,9 GW) in Nahwärmenetzen installiert ist [9].

Tabelle 1 Weltweit größte Photovoltaikkraftwerke [23].

Land	Projekt	Installierte elektrische Leistung in MW
Indien	Andhra Pradesh	1 294
Indien	Karnataka	882
China	Longyangxia Dam Solar Park	850
Indien	Telangana	759
Indien	Solarpark Kamuthi (Tamil Nadu)	648

Der Großteil der weltweit installierten solarthermischen Anlagen ist als Naturumlaufsystem konzipiert und wird zur Warmwasserbereitstellung genutzt. In schon länger etablierten Märkten, wie beispielsweise in Japan, setzt bereits ein Austausch von Bestandsanlagen ein, weshalb teilweise mehr als ein Viertel der neu errichteten Anlagen ineffiziente oder kaputte Altanlagen ersetzten und deshalb die gesamte installierte Leistung 2016 nur unterproportional zugenommen hat.

Da insbesondere in Ländern mit einer vergleichsweise hohen Solarstrahlungsintensität zum Teil noch erhebliche Potenziale vorhanden sind, solarthermische Systeme zu installieren, ist in den kommenden Jahren mit einem weiteren Ausbau und einer zunehmenden Modernisierung vorhandener solarthermischer Systeme vor allem zur Warmwasserbereitstellung zu rechnen. Deshalb hat sich beispielsweise in einigen südeuropäischen Ländern die Installation einer solarthermischen Brauchwassererwärmung inzwischen zur Standardlösung im Neubau entwickelt. Demgegenüber ist es eher unwahrscheinlich, dass global betrachtet solare Nahwärmesysteme und/oder eine solare Prozesswärme- und Kälteerzeugung aufgrund der niedrigen Energiepreise bis 2020 ihre Marktbedeutung deutlich verbessern könnten [14]. Mit dem jährlichen Zubau der vergangenen fünf Jahre könnten global bis 2020 zwischen 750 und 850 GW installiert sein. Dies würde einer potenziellen jährlichen Nutzenergiebereitstellung zwischen 2 200

und 2 300 PJ (2020) entsprechen (Bild 3). Im Wesentlichen wird die tatsächliche Entwicklung von der Realisierung der genannten Ausbauziele des chinesischen Marktes bestimmt.

□ *EU*

2016 wurden in der EU knapp 2 Mio. m² Kollektorfläche beziehungsweise rund 1,3 GW an solarthermischer Leistung neu installiert. Verglichen mit dem Rekordjahr 2008 (Zubau von mehr als 4 Mio. m²) oder 2014 (Zubau von knapp 3 Mio. m²), bedeutet dies einen deutlichen Rückgang des Marktwachstums. Gegenüber dem Vorjahr blickt beispielsweise Polen auf eine rückläufige Neuinstallationsquote von –58 %, Frankreich von –35 %, Österreich von –19 % und Spanien von –12 %. Lediglich Dänemark präsentierte sich im Jahr 2016 mit 84 % (wie bereits dargestellt) als einer der wenigen europäischen und internationalen Wachstumsmärkte. Immerhin waren in der EU Ende 2016 etwa 36,5 GW an solarthermischer Leistung installiert (das heißt 5,1 % mehr als 2015), die eine potenzielle solarthermische Nutzenergie von etwa 105 PJ bereitstellten [9; 13]. Wesentlich für den nun schon über ein Jahrzehnt anhaltenden Rückgang bei den Neuinstallationen sind unzureichende beziehungsweise unsichere staatliche Förderungen; in viele europäischen Ländern wurden die Anreize jüngst deutlich reduziert. Gleichzeitig ist das fossile Energiepreisniveau deutlich gesunken und die Konkurrenz durch andere erneuerbare Energiesysteme gestiegen (sinkende Investitionskosten bei Wärmepumpen und Photovoltaik). Wird aufgrund dieses schrumpfenden EU-Marktes für die weitere Entwicklung nur die Hälfte des Wachstums der letzten fünf Jahre unterstellt (2,3 %/a), errechnet sich für Ende 2020 eine in der EU insgesamt installierte solarthermische Leistung von rund 40 GW und eine potenzielle Wärmebereitstellung von etwa 114 PJ.

Stromerzeugung

Strom aus Sonnenenergie kann mit solarthermischen Kraftwerken und mit Photovoltaikanlagen erzeugt werden.

Solarthermische Stromerzeugung

□ *Welt*

Kommerziell wird Strom solarthermisch bisher nur mit Solarfarmkraftwerken (das heißt Rinnen- und Fresnel-Anlagen) und Solarturmanlagen erzeugt; alle anderen Optionen sind nach wie vor in einem F,E&D-Stadium. 2016 waren insgesamt knapp 4,8 GW an elektrischer Leistung in derartigen solarthermischen Kraftwerken installiert. Aufgrund des geringen Ausbauvolumens im Vorjahr von nur 110 MW konnte der weltweite Anlagenpark nur um rund 2 % im Vergleich zu 2015 (4,7 MW) wachsen. Mit 2 000 bis 2 500 Volllaststunden (das heißt, ein kleiner Wärmespeicher wird unterstellt) errechnet sich daraus eine potenzielle Stromerzeugung zwischen 10 bis 12 TWh für das Jahr 2016 [5].

Nach wie vor beherbergt Spanien seit 2013 die weltweit größten Kapazitäten zur solarthermischen Stromerzeugung mit 2,3 GW, obwohl in den letzten drei Jahren und absehbar (aufgrund der wirtschaftlichen und politischen Rahmenbedingungen) kein weiterer Zubau zu erwarten ist. Deshalb galt in den vergangenen zwei bis drei Jahren die USA beim Ausbau dieser Technologie als Weltmarktführer; hier waren Ende 2016 etwa 1,7 GW und damit rund 35 % der weltweit installierten Solarkraftwerksleistung vorhanden. Jedoch sind auch in den USA seit 2014/15 die Subventionen für den solaren Kraftwerksbau nahezu erloschen, deshalb wurden nur noch in Bau befindliche Kraftwerke vollendet. Neben diesen beiden führenden Kapazitätsmärkten konnten 2016 erstmals weitere Länder in die kommerzielle solarthermische Stromerzeugung einsteigen – zunächst zwar mit kleinen Leistungen, aber teilweise sehr engagierten Ausbauplänen für die kommenden Jahre. So konnten im letztem Jahr in Südafrika 50 MW (Khi Solar One), in Marokko 160 MW (Noor I) und in China 10 MW in Betrieb gehen [9].

Bei dem marokkanischen Solarkraftwerk Noor I handelt es sich um das weltweit größte seiner Art, das bis zu 350 000 Menschen mit Strom versorgt. Nach zwei weiteren Ausbaustufen (Noor II+III, geplant für 2017) soll das abgeschlossene Projekt über eine Kapazität von 580 MW verfügen und mehr als 1,3 Millionen Menschen mit Elektrizität beliefern [15] .

In Staaten mit ariden Gebieten, die durch eine hohe solare Direktstrahlung gekennzeichnet sind, sind üblicherweise große Flächen vorhanden, die als potenzielle Kraftwerksstandorte genutzt werden könnten. Auch wächst die Nachfrage nach elektrischer Energie in diesen Staaten typischerweise schnell.

Nach wie vor dominieren Parabolrinnenkraftwerke den globalen Markt; weltweit sind über 70 Anlagen dieser Art in Betrieb. Solarturmkraftwerke und Anlagen mit Fresnel-Kollektoren haben demgegenüber mit etwa zehn Anlagen bisher kaum eine größere Marktbedeutung erlangen können. Daran dürfte sich in den kommenden Jahren auch wenig ändern, da es sich bei den meisten derzeit in Planung oder Bau befindlichen Anlagen um Solarfarmkraftwerke handelt [16].

Infolge des Preisverfalls bei der Photovoltaik und des gleichzeitigen Rückgangs der fossilen Energiepreise hat sich das ökonomische Umfeld für solarthermische Kraftwerke zunehmend verschlechtert, da hier – auch aufgrund der bisher begrenzten Marktvolumina – noch keine vergleichbaren Kostenreduktionen realisiert werden konnten. Auch ist aus heutiger Sicht nicht zu erwarten, dass die Solarthermie das jetzige Kostenniveau der Photovoltaik in überschaubaren Zeiträumen erreichen kann. Deshalb wird hier die relativ einfache Wärme- und damit letztlich Stromspeichermöglichkeit als Vorteil angeführt, die zukünftig – mit steigenden Kraftwerkskapazitäten fluktuierender regenerativer Ressourcen – an Bedeutung gewinnen könnte, da dies zur Stabilisierung des Stromversorgungssystems beitragen kann. Hier wird die Entwicklung in den kommenden Jahren zeigen, inwieweit der Markt bereit ist, diese Möglichkeit finanziell zu honorieren.

Ausgehend von einem sehr unsicheren energiewirtschaftlichen Rahmen und gegenläufigen Entwicklungstendenzen ist die Abschätzung der potenziellen Entwicklung bis 2020 schwierig. Wenn man konservativ nur die derzeit in Bau befindlichen Kraftwerke mit bereits veröffentlichtem Inbetriebnahmedatum kumuliert, kann man bis 2020 global von einem Ausbauvolumen von 3,2 GW ausgehen (das heißt insgesamt rund 7 GW in 2020) [9]. Darunter befinden sich auch einige neue Länder, die in die solare Stromerzeugung einsteigen, zum Beispiel Israel mit zwei Kraftwerken (231 MW), Chile (110 MW), Saudi Arabien (42 MW) und mehrere kleine Anlagen in Kuwait, den Vereinigten Emiraten und Mexiko.

Werden demgegenüber zusätzliche finanzielle Möglichkeiten gefunden, die bereits in einem fortgeschrittenen Planungsstadium befindlichen Projekte zusätzlich zu realisieren, könnte sich die

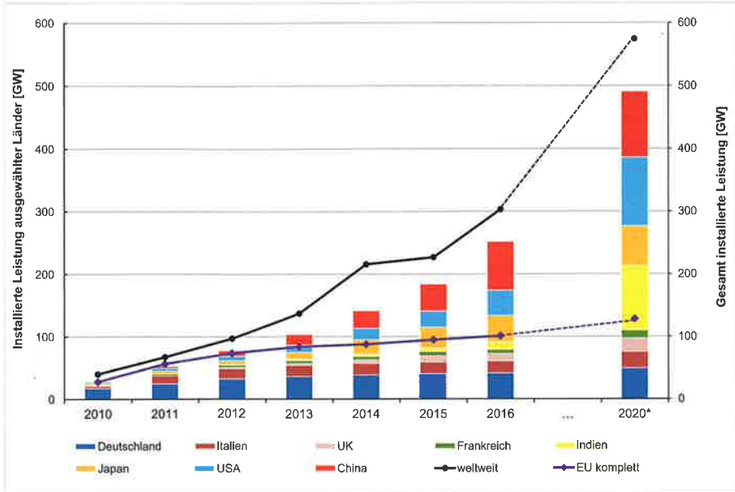


Bild 4 Installierte PV-Leistung für ausgewählte Länder sowie kumulierte Leistung in der EU und weltweit (* Abschätzung) [17; 23].

global installierte Leistung bis 2020 rund verdoppeln (etwa 10 GW) [16]. Bei 2 000 bis 2 500 h/a (Volllaststunden) würde das einer potenziellen Stromerzeugung von 20 bis 25 TWh (2020) entsprechen.

□ *EU*

Solarthermische Kraftwerke haben in Europa gegenüber anderen regenerativen Optionen nur eine begrenzte Bedeutung. Nach den Boomjahren für den solaren Kraftwerksbau in Spanien nach der Jahrtausendwende erfolgte seit dem Regierungswechsel 2013, der verbunden war mit massiven Einschnitten unter anderem bei den Einspeisetarifen für solarthermische Kraftwerke, kein Zubau mehr. Die installierte Leistung stagniert bei 2,5 GW. Damit war Spanien lange Zeit das einzige europäische Land, in dem diese Technologie energiewirtschaftlich relevant eingesetzt wird [17].

Nur in Frankreich ist Ende 2016 beziehungsweise Anfang 2017 ein Fresnel-Kollektorpark mit 9 MW in Betrieb gegangen [18]. Da damit auf absehbare Sicht weiterhin nur in Spanien nennenswerte solarthermische Kapazitäten zur Stromerzeugung in der EU installiert sind, dürfte die insgesamt in der EU installierte Leistung Ende 2016 weiterhin bei etwa 2,7 GW mit einer potenziellen Stromerzeugung zwischen 5 und 6,5 TWh (2016) liegen [9].

Infolge der zunehmend reduzierten Förderung nicht nur in Spanien und des Preisverfalls bei der Photovoltaik ist nicht zu erwarten, dass die solarthermische Stromerzeugung mittelfristig in der EU merklich ausgebaut werden wird. Beispielsweise ist bis 2020 in Spanien maximal mit einem Zubau von 211 MW auszugehen [17]. Damit dürften im optimalen Fall bis 2020 bei der EU zwischen 2,7 und maximal 3,0 GW an solarthermischer Stromerzeugungsleistung installiert sein, mit denen rund 5,4 bis 7,5 TWh (2020) erzeugt werden könnten[17].

Photovoltaische Stromerzeugung

□ *Welt*

Die solare Stromerzeugung mittels Photovoltaik hat – neben der Windenergienutzung – seit der Jahrtausendwende weltweit eine bedeutende Rolle beim Ausbau regenerativen Energien übernommen. So auch 2016: Insgesamt waren weltweit mehr als 303 GW an PV-Leistung installiert, das entspricht einem Zubau von 75 GW im Vergleich zum Vorjahr und einer Verdopplung des jährlichen Zubaus seit 2015 [19]. Damit stellt die Photovoltaik seit drei Jahren die weltweit am schnellsten wachsende Technologie zur Stromerzeugung innerhalb der erneuerbaren Energien dar. Mit durchschnittlich 1 100 bis 1 400 h/a (Volllaststunden) errechnet sich daraus eine potenzielle Stromerzeugung zwischen 333 und 424 TWh für 2016 (**Bild 4**).

Die größten Wachstumsmärkte des Jahres 2016 waren China und die USA; beide Länder verdoppelten ihren Zubau im Vergleich zum Vorjahr. Die absolut höchste Neuinstallationsquote hat erneut China mit 34,5 GW realisiert. Damit manifestierte China seine Spitzenposition der höchsten PV-Kapazitäten mit 77,7 GW gegenüber den bisher größten Nutzern Deutschland und den USA. Die USA rückte durch die Neu-Installation von 14,8 MW erstmals auf Platz 2 vor (gesamt 42,4 GW) und verdrängte damit Deutschland auf Platz 3 (41,3 GW in 2016). Sie kann mit 14,8 MW an neu installierten PV-Anlagen nun über eine Gesamtkapazität von 42,4 GW verfügen [20]. Indien erreichte sein selbstgestecktes Ziel, im Jahre 2016 insgesamt 15 GW neu zu installieren, nicht. Es gingen lediglich 5,5 GW neu ans Netz, mit der Indien nun über eine Gesamtkapazität von 12,3 GW solarer PV-Leistung verfügt. Indien will aber seine PV-Nutzung bis 2022 auf 100 GW ausbauen [21]. Ein Teil des realisierten Zubaus 2016 ist auf die Eröffnung des weltweit größten Solarparks Kamuthi in Tamil Nadu zurückzuführen. Er verfügt über eine Leistung von 648 MW auf einer Größe von 10 km² und wird in Zukunft 150 000 Haushalte mit Strom versorgen können. Neben der Einzelstaatenbetrachtung zeigt der Blick auf die regionale Verteilung, dass durch das schnelle Wachstum der wenigen relevanten PV-Märkte in Asien (China, Japan, Indien, Thailand, Südkorea) das Gesamtniveau des Kontinents mit knapp 100 GW inzwischen eine ähnliche Größenordnung wie die der EU-Staaten erreicht hat. Amerika folgt mit etwa halber Kraft. Weit abgeschlagen – obwohl im Durchschnitt hohe Solarausbeuten erwartet werden können – sind Australien, der mittlere Osten und Afrika [22].

Global werden dabei primär netzgekoppelte Anlagen in Modulbauweise auf Siliziumbasis installiert; Stand-alone-Systeme haben verglichen damit nur eine sehr untergeordnete Bedeutung. Bis auf Indien gilt dies für alle führenden Weltmarktländer. Dabei werden sowohl Kleinanlagen auf Dächern als auch große Freiflächen-PV-Kraftwerke installiert; Tabelle 1 zeigt eine Auswahl der bisher größten Anlagen, die heute bereits eine installierte Leistung von über 600 MW erreichen. Damit stieg die durchschnittliche Leistung der fünf weltweit größten PV-Kraftwerke innerhalb eines Jahres um 40 % von 635 MW (2015) auf 887 MW (2016). Während 2015 die USA mit China um Platz 1 in dieser Rangliste konkurrierte, realisierte Indien 2016 gleich vier Großkraftwerke.

In den letzten Jahren konnte durch technische Weiterentwicklungen die Robustheit/Langlebigkeit der Module erhöht und die Effizienz der Anlagen einschließlich ihres Eigenstromverbrauches verbessert werden. Parallel dazu sanken aufgrund der Massenfertigung die Preise für PV-Module stark und stellten damit die Grundlage für die schnelle Marktentwicklung. Dennoch herrscht eine hohe Konkurrenz auf dem Weltmarkt für PV-Hersteller, den aufgrund der hohen Serienfertigungsrate zunehmend asiatische Produzenten gewinnen. Damit schaffte es die PV-Technik, in den letzten Jahren zu einer anerkannten Energiebereitstellungstechnologie zu reifen; sie hat den Sprung aus der Nische zu einer global gehandelten Commodity geschafft. Hinzu kommt, dass in vielen Ländern die Spitzenlast im Netz unter anderem aufgrund von elektrischen Kühlaggregaten näherunsweise mit der Solarstrahlungsintensität korreliert. Deshalb ist in den kommenden Jahren global ein weiterer massiver Ausbau der PV-Stromerzeugung zu erwarten, der bereits in wenigen Jahren den Zuwachs der Windenergie übersteigen könnte.

Legt man die bisher bekannten Entwicklungsziele für die derzeit aktiven Ausbaumärkte bis 2020 zu Grunde und ergänzt diese mit einer durchschnittlichen Wachstumsrate der letzten Jahre für die restlichen Länder der Welt, ist in nur wenigen Jahren mit einer global installierten Leistung von etwa 575 GW zu rechnen. Mit 1 100 bis 1 400 Volllaststunden entspricht dies einer potenziellen Stromerzeugung zwischen 632 und 805 TWh (2020) (Bild 4); dies entspricht näherungsweise der Hälfte der bei der Windkraft bis 2020 zu erwartenden elektrischen Arbeit.

□ *EU*

In der EU wurden 2016 etwa 6,1 GW an PV-Leistung neu installiert; das heißt, es waren etwa 101 GW kumulierte PV-Leistung am Netz. Aufgrund ungünstiger Wetterlagen im letzten Jahr erzeugten diese jedoch mit 105 TWh (2016) nur geringfügig mehr Strom als 2015 (103 TWh) [24]. In Deutschland stehen weiterhin die mit Abstand höchsten PV-Kapazitäten mit einer Gesamtleistung von 41,3 GW, gefolgt von Italien (19,3 GW) und dem Vereinigten Königreich (11,6 GW). Was den Zubau an Photovoltaikanlagen betrifft, liegt Großbritannien mit 2,4 GW wie im Jahr 2015 deutlich vor allen anderen EU-Staaten. Dann folgt Deutschland mit einem im Vergleich zum Vorjahr leicht gestiegenen Zubau von 1,5 GW. Am unteren Ende der Liste finden sich die Tschechische Republik und Lettland, die 2016 keinen Zubau verzeichnen konnten und sogar einen Teil ihrer Kapazitäten außer Betrieb nahmen. Generell ist der Ausbau des PV-Parks in der EU rückläufig; wurden 2015 insgesamt noch 7,8 GW neu installiert, waren es 2016 nur noch 6,1 GW.

Diese Entwicklung wird in den kommenden Jahren weitergehen. Kommt es nicht zu einem Boom an PV-Kleinanlagen, mit denen Strom vielfach kostengünstiger im Vergleich zu einem Strombezug vom lokalen Verbraucher realisiert werden kann, dürften die Ausbauraten der Photovoltaik in der EU noch mehr abnehmen. Bis 2020 wird daher von einer maximal installierten Leistung von 130 GW und einer entsprechenden Stromerzeugung von rund 140 TWh (2020) gerechnet.

BWK DAS ENERGIE-FACHMAGAZIN

Impressum

ISSN 1618–193X
69. Jahrgang (2017)

Herausgeber
Verein Deutscher Ingenieure
Mitgliederausgabe des VDI
Für VDI-Mitglieder ist der Bezug im Mitgliedsbeitrag enthalten.

Redaktion
Dipl.-Ing. Peter von Hindte (Chefredakteur)
Tel. 02 11/61 03–5 26, Fax 02 11/61 03-148
Redaktions-Assistenz: Sandra Schüttler, Tel. -124
E-Mail: bwk@springer-vdi-verlag.de

Redaktionsbeirat
Prof. Dr.-Ing. Harald Bradke, Fraunhofer ISI, Karlsruhe
Dr.-Ing. E.-G. Hencke, VDI-GEU, Düsseldorf
Dr.-Ing. R. Maaß, FDBR, Düsseldorf
Prof. Dr.-Ing. H.-J. Wagner, LEE, Ruhr-Universität Bochum
Prof. Dr.-Ing. U. Wagner, FfE, München

Organschaften
BWK ist Organ des VDI für Energietechnik.
Weitere Organgesellschaften: Forschungsstelle für Energiewirtschaft (FfE) e.V., München, Fachverband für Dampfkessel-, Behälter und Rohrleitungsbau e.V. (FDBR), Düsseldorf, und Deutscher Dampfkesselausschuss (DDA). In Fortführung der Zeitschriften „Archiv für Wärmewirtschaft", „Feuerungstechnik", „Wärme- und Kältetechnik", „Praktische Energiekunde" und vereinigt mit der Zeitschrift „Energie und Technik".

Verlag
Springer-VDI-Verlag GmbH & Co. KG
VDI-Platz 1, 40468 Düsseldorf
Postfach 10 10 22, 40001 Düsseldorf
Commerzbank AG,
BLZ 30080000,
Kontonummer: 0212172400
SWIFT/BIC-Code: DRES DE FF 300,
IBAN: DE69300800000212172400

Geschäftsführung: Christian W. Scheyko

Layout: Ulrich Jöcker

Satz: Medienpartner Mäurer GmbH, 41836 Hückelhoven

Druck: KLIEMO printing, Hütte 53, 4700 Eupen, Belgien

Copyright
Die Zeitschrift und alle in ihr enthaltenen Beiträge und Abbildungen sind urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung außerhalb der engen Grenzen des Urheberrechtgesetzes ist ohne Zustimmung des Verlages unzulässig und strafbar. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen. Für unverlangt eingesandte Manuskripte kann keine Gewähr übernommen werden.

Vertrieb und Leserservice
Tel. 02 11/61 03-140
Fax 02 11/61 03-414
E-Mail: leserservice@springer-vdi-verlag.de
Vertriebsleitung: Christian W. Scheyko

Die Hinweise für Autoren und die Veröffentlichungsgrundlagen finden Sie im Internet unter www.eBWK.de

Anzeigen
CrossMediaConsulting
Wolfgang Ernd GmbH
Luruper Chaussee 125
22761 Hamburg
Kai Lueck
E-Mail: klueck@crmc-web.de
Telefon: +49 (0) 40 / 881 449 - 371
Fax: +49 (0) 40 / 881 449 - 11
Es gilt der Anzeigentarif Nr. 58 vom 1. Januar 2017.

Auslandsvertretung
Österreich
Publicitas GmbH
Representation Linz
Peter Wokurka
Leondingerstraße 27
A-4020 Linz/Austria
Tel. +43/732/66 88 76
Fax +43/732/61 27 83
Cell +43/664/2 52 53 76
E-Mail: peter@wokurka.at
www.publicitas.com/austria

Weitere Informationen finden Sie unter www.eBWK.de

Geothermie

Der Untergrund kann sowohl für eine ausschließliche Wärmebereitstellung als auch für eine Strom- beziehungsweise kombinierte Strom- und Wärmebereitstellung genutzt werden. Beide Optionen werden nachfolgend diskutiert.

Wärmeerzeugung

Zur Deckung primär der Niedertemperaturwärmenachfrage kann mit Hilfe der Geothermie der oberflächennahe und der tiefe Untergrund genutzt werden. Dabei können sich die Nutzungsarten für die bereitgestellte Wärme stark unterscheiden; zum Beispiel kann die Erdwärme zur Raumwärmebereitstellung oder Klimatisierung, für eine Beheizung von Gewächshäusern und Fischteichen, zur Bereitstellung industrieller Niedertemperaturwärme oder für balneologische Zwecke eingesetzt werden [25].

Zusammengenommen lag die weltweit installierte thermische Leistung aller geothermischen Anlagen für eine Wärmebereitstellung (das heißt oberflächennahe und tiefe Geothermie) Ende 2016 bei rund 76 GW. Mit dem entsprechenden Anlagenpark wurden rund 613 PJ (2016) an Nutzenergie bereitgestellt. Die mit Abstand größten Märkte für geothermische Wärme waren auch 2016 die USA, China, Schweden, Norwegen und Deutschland [25 bis 27]. Nachstehend wird ausgehend davon jeweils für die oberflächennahe und die tiefe Geothermie der Stand der Nutzung diskutiert und ein Ausblick gegeben.

Oberflächennahe Geothermie

Anlagen zur Nutzung der oberflächennahen Geothermie werden primär für eine Raumwärmebereitstellung und/oder für eine Klimatisierung von Ein- und Mehrfamilienhäusern genutzt.

□ *Welt*

Ende 2016 wurden weltweit geschätzte 4,5 Millionen erdgekoppelte Wärmepumpen mit einer installierten thermischen Leistung von rund 54 GW betrieben. Dabei wurde eine Nutzwärmebereitstellung von rund 355 PJ (2016) realisiert [25 bis 27]. Die absolut größte Wärmepumpenanzahl befindet sich nach wie vor in den USA; hier waren 2016 etwas mehr als 18 GW installiert (73 PJ in 2016). Aber auch in China sind beachtliche Leistungen in oberflächennahen Geothermieanlagen am Netz (rund 12,9 GW); mit diesem Anlagenpark wurden rund 109 PJ (2016) an Nutzwärme bereitgestellt [25 bis 27]. Damit wurde in den USA bei einer deutlich höheren installierten thermischen Leistung im Vergleich zu China eine deutlich geringere Menge an Nutzwärme bereitgestellt; das heißt, die Betriebsweise der entsprechenden Anlagen unterscheiden sich in Abhängigkeit der bereitgestellten Energie (Wärme und/oder Kälte) regional sehr stark. In großen Teilen der USA sind die installierten Wärmepumpen primär für eine Kühlung beziehungsweise für eine Bereitstellung der Spitzenkühllast in den Sommermonaten ausgelegt; die Wärmebereitstellung spielt dabei nur eine untergeordnete Bedeutung. Daraus folgen dann, wegen der Überdimensionierung für die Wärmebereitstellung, deutlich geringere Volllaststunden (USA: 2 000 h/a; Kapazitätsfaktor 0,23). Im Vergleich dazu werden erdgekoppelte Wärmepumpen in China und Europa vorwiegend zur Deckung der Wärmegrundlast ausgelegt; daher erreichen die Aggregate hier oft deutlich höhere Volllaststunden als in den USA (Europa: 6 000 h/a, Kapazitätsfaktor 0,68) [25 bis 27].

Die Technik erdgekoppelter Wärmepumpen, mit denen Wärme und gegebenenfalls Kälte bereitgestellt werden kann, ist weitgehend ausgereift. Allerdings steht, vor dem Hintergrund des relativ niedrigen Ölpreises einerseits und der oft vergleichsweise hohen Stromtarife andererseits, einer weiteren signifikanten Marktausweitung im Wärmesektor oft die Notwendigkeit gegenüber, dass (teurer) Strom für den Anlagenbetrieb benötigt wird und nur (billige) fossile Energie (zum Beispiel Erdgas) substituiert werden kann; außerdem benötigen Wärmepumpen typischerweise eine Niedertemperaturheizung (zum Beispiel Fußbodenheizung), die nicht zwingend immer vorhanden ist. Deshalb ist eine wirtschaftliche Umsetzung oft herausfordernd. Ist es demgegenüber möglich, elektrischen Strom aus erneuerbaren Energien kostengünstig zu nutzen (zum Beispiel über zu installierende dachgekoppelte PV-Module), und ist eine entsprechende Niedertemperaturheizung vorhanden, dann ist dieses System ökonomisch (und unter Klimaschutzaspekten) sehr vielversprechend; dies gilt insbesondere dann, wenn damit Wärme und Kälte bereitgestellt werden soll. Daher haben erdgekoppelte Wärmepumpensysteme beispielsweise in Deutschland im Neubaubereich derzeit einen erheblichen Marktanteil. Hinzu kommt, dass die Potenziale zu Nutzung des oberflächennahen Erdreichs sehr groß sind.

Deshalb wird erwartet, dass Systeme zur Nutzung der oberflächennahen Geothermie in den kommenden Jahren weitergehend genutzt werden. Mit einer unterstellten moderaten Ausbaurate von 3 %/a könnte die installierte thermische Leistung weltweit Ende 2020 rund 61 GW betragen (399 PJ in 2020).

□ *EU*

In der EU betrug die installierte thermische Wärmepumpenleistung Ende 2016 rund 18 GW. Mit diesen Anlagen wurden rund 107 PJ (2016) an Nutzenergie bereitgestellt. Dabei befindet sich in Schweden (6,1 GW/57 PJ), Deutschland (2,8 GW/18 PJ) und Frankreich (2,2 GW/12 PJ) der größte Anlagenbestand [25 bis 27].

Dabei zeichnen sich auch in der EU Entwicklungstendenzen ab, wie sie bereits bei der globalen Situation diskutiert wurden. Wird deshalb für die EU-weite Entwicklung auch die globale Wachstumsrate unterstellt, könnte bis 2020 eine thermische Gesamtleistung erdgekoppelter Wärmepumpen von rund 20 GW installiert sein. Damit wäre eine Wärmebereitstellung von rund 120 PJ (2020) möglich.

Tiefe Geothermie

Im Unterschied zur oberflächennahen Geothermie befinden sich die nutzbaren geothermischen Reservoire bei der tiefen Geothermie typischerweise in deutlichen größeren Tiefen (> 400 m). Daraus resultieren normalerweise deutlich höhere Thermalwassertemperaturen; das heißt, der Einsatz von Wärmepumpen ist nicht zwingend immer notwendig. Auch ist im Unterschied zur oberflächennahen Erdwärme die Art der Wärmenutzung zum Teil deutlich unterschiedlicher (zum Beispiel Prozesswärmebereitstellung, Raumwärmebereitstellung, Gewächshausbeheizung, Fischteichbeheizung, balneologische Nutzung) [25; 26].

□ *Welt*

Insgesamt waren Ende 2016 schätzungsweise 22,2 GW (2015: 21,5 GW) an ther-

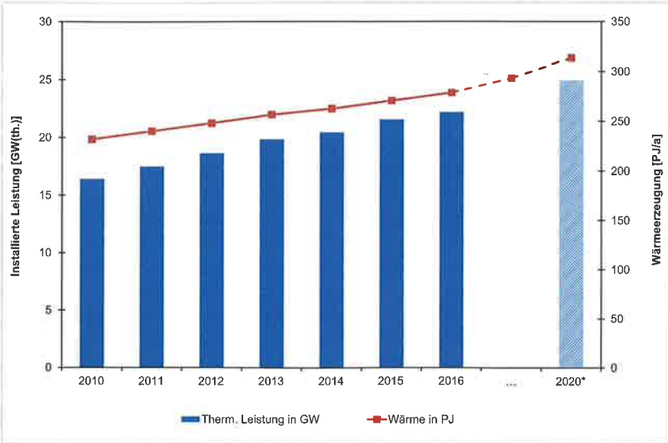


Bild 5 Entwicklung der weltweiten thermischen Leistung und Wärmeerzeugung aus tiefer Geothermie (* Abschätzung) [25 bis 27].

mischer Leistung in den weltweit vorhandenen geothermischen Heizwerken installiert. Damit wurden für die unterschiedlichen Nutzungsoptionen (unter anderem Raumwärme, Gewächshäuser, Fischteiche, Industriewärme, balneologische Zwecke) rund 278 PJ an Wärme bereitgestellt.

Wie die vergangenen Jahre ist der größte geothermische Anlagenpark für eine geothermische Wärmebereitstellung in China (6,5 GW / 78,5 PJ) vorhanden. Weitere signifikante Märkte für Wärme aus tiefer Geothermie sind in der Türkei (3,1 GW / 46,8 PJ), in Japan (2,4 GW / 27,7 PJ), auf Island (2,2 GW / 28,3 PJ) und in Italien (0,8 GW / 7,6 PJ) vorhanden [26; 27]. Die im internationalen Vergleich am weitesten entwickelten Märkte für geothermische Wärme konzentrieren sich somit im Regelfall auf Gebiete besonders vielversprechender geothermischer Vorkommen (das heißt Hochenthalpie-Vorkommen, die in geringen Tiefen technisch einfach und kostengünstig erschlossen werden können). Zusätzlich dazu werden, getrieben durch eine teilweise hohe lokale Nachfrage nach umweltfreundlicher und heimischer Wärme, Projekte auch in Gebieten entwickelt, in denen die Untergrundbedingungen weniger günstig sind (das heißt Mittel- oder Niedrigenthalpie-Vorkommen). Ein aktuelles Beispiel ist (Mittel-) Europa. Hier können zwar oft nur Niedrigenthalpie-Vorkommen genutzt werden. Sie liegen jedoch zum Teil in Gebieten mit sehr guten infrastrukturellen Voraussetzungen für eine Wärmeverteilung (das heißt existierende Fernwärmenetze). Zusätzlich wird die Nutzung geothermischer Ressourcen gegebenenfalls staatlicherseits unterstützt, da diese Option zum Klimaschutz und zu einem reduzierten Import fossiler Energie beitragen kann.

Aus technischer Sicht zeichneten sich in den letzten Jahren keine wirklich neuen innovativen Lösungen ab; die Verfahrenstechnik ist weitgehend vorhanden und wird nur an die jeweiligen Gegebenheiten vor Ort angepasst. Auch sind die geothermischen Potenziale zwar vergleichsweise groß; aber eine wirtschaftliche Erschließung, die typischerweise nur bei einer entsprechend hohen Wärmenachfrage einerseits und sehr vielversprechenden geologischen Bedingungen andererseits erfolgreich umgesetzt werden kann, ist oft mit sehr vielen Herausforderungen verbunden.

Aus den genannten Gründen dürfte sich die Wärmenutzung aus tiefer Geothermie – auch vor dem Hintergrund der niedrigen fossilen Energiepreise – eher verhalten bis sehr verhalten entwickeln. Wird deshalb nur eine durchschnittliche Wachstumsrate von 3 %/a unterstellt, könnte die installierte thermische Leistung aller weltweit vorhandenen Geothermie-Anlagen zur Wärmebereitstellung 2020 rund 25 GW betragen; damit wäre dann eine Wärmebereitstellung von rund 314 PJ (2020) verbunden (**Bild 5**).

□ *EU*

Die gesamte thermische Leistung aller in der EU vorhandenen geothermischen Anlagen für eine Wärmebereitstellung lag Ende 2016 bei rund 3,7 GW. Damit wurden 2016 rund 46 PJ an Wärme bereitgestellt. Die mit Abstand größten thermischen Leistungen sind in Italien (0,8 GW / 7,3 PJ) und Frankreich (0,4 GW / 5 PJ) installiert.

Auch in der EU zeigt die tiefe Geothermie keine wirkliche Wachstumsdynamik. Bei vorhandener Technik und verfügbaren Ressourcen begründet sich die nur begrenzte Nutzung in den hohen Kosten, den geologischen Risiken, dem zwingend benötigten Fernwärme- beziehungsweise Wärmeverteilnetz und den oft kostengünstiger verfügbaren Konkurrenzenergien. Deshalb ist eine erfolgreiche Projektrealisierung in der EU typischerweise nur bei sehr günstigen lokalen Gegebenheiten und einer entsprechenden staatlichen Steuerung möglich. Mit einer durchschnittlichen Wachstumsrate von 3 %/a könnte bis 2020 die thermische Gesamtkapazität aller geothermischen Heizwerke in der EU bei rund 4,2 GW beziehungsweise knapp 52 PJ (2020) liegen [26; 27].

Stromerzeugung

□ *Welt*

2016 waren geschätzte 13,3 GW an elektrischer Leistung in den global vorhandenen geothermischen Kraft- und Heizkraftwerken installiert (**Bild 6**), mit denen rund 77,2 TWh (2016) an elektrischer Arbeit bereitgestellt wurden [27 bis 30].

Im Verlauf des Jahres 2016 wurden geschätzte 300 MW elektrischer Leistung installiert[1]); dies entspricht einem nahezu unveränderten Zubau im Vergleich zum Vorjahr (2015: 308 MW). Gründe für diesen eher verhaltenen Ausbau ist primär der anhaltend niedrige Ölpreis. Auch erschweren lokale politische Unsicherheiten, administrative Hemmnisse beziehungsweise institutionelle Barrieren in einigen Ländern mit zum Teil sehr vielversprechenden geothermischen Potenzialen den weiteren Zubau derartiger Anlagen. Elektrische Leistungen wurden primär nur in der Türkei und in einigen anderen asiatischen Ländern neu installiert.

1) Anders als in den vergangenen Jahren waren die internationalen Statistiken der Geothermal Energy Association zum Redaktionsschluss des Beitrages nur teilweise verfügbar, so dass hier der Ausbau geschätzt wurde.

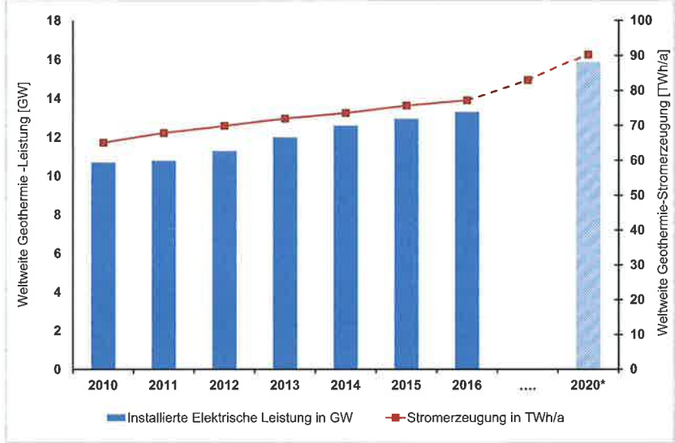


Bild 6 Entwicklung der kumulierten elektrischen Leistung und der produzierten Strommenge aus tiefer Geothermie (* Abschätzung) [27 bis 30].

Obwohl in den USA 2016 keine geothermische Leistung neu installiert wurde, wird hier nach wie vor weltweit der meiste geothermische Strom erzeugt (3,5 GW / 16,9 TWh (2016)). Auch auf den Philippinen und auf Indonesien (1,9 GW und 1,4 GW; jeweils etwa 9,6 TWh (2016)) sowie in Mexiko und Italien (1,1 und 0,9 GW; 6,4 und 5,9 TWh (2016)) sind erhebliche elektrische Leistungen installiert. Zudem entwickelt sich die Türkei immer mehr zu einem Treiber beim Ausbau der Geothermie-Stromerzeugung; hier sind mittlerweile rund 0,8 GW (6,0 TWh in 2016) installiert [27 bis 30].

Ähnlich wie bei der Wärmebereitstellung aus tiefer Geothermie wird der überwiegende Anteil der geothermischen Stromerzeugung in Länder / Gebieten mit besonders günstigen geologischen Randbedingungen (das heißt Hochenthalpie-Vorkommen) realisiert; die kommerzielle Nutzung der geothermischen Stromerzeugung wird damit primär durch die geothermische Ressource bestimmt. Kann beispielsweise in geringer Tiefe ein Trockendampfvorkommen möglichst verbrauchernah erschlossen, ist eine geothermische Stromerzeugung zwar meist technisch immer noch herausfordernd, aber oft wirtschaftlich darstellbar. Liegen demgegenüber nur schlechte oder durchschnittliche geologische Ressourcen vor (zum Beispiel Niedrigenthalpie-Vorkommen wie unter anderem in Deutschland), ist eine geothermische Strombereitstellung deutlich aufwendiger und mit höheren technischen Risiken sowie höheren Investitionen verbunden; dies führt dann zu deutlich höheren Energiegestehungskosten. Deshalb wird eine großtechnische geothermische Stromerzeugung unter kommerziellen Bedingungen bislang fast ausschließlich an Standorten mit sehr guten geologischen Voraussetzungen realisiert.

Eine geothermische Stromerzeugung kann aus technischer Sicht sicher realisiert werden. Dabei liegt die Herausforderung weniger in der Kraftwerkstechnik; hier sind entsprechende Lösungen verfügbar. Die Schwierigkeit ist, für ein bestimmtes geologisches Vorkommen die richtige Technik umzusetzen und dabei zu berücksichtigen, dass die geothermische Ressource natürlicherweise entsprechenden Variationen unterworfen sein kann. Dabei muss auch sichergestellt werden, dass der Untergrund nachhaltig genutzt wird.

An derartigen, für eine geothermische Stromerzeugung bevorzugten Standorten wird der Kraftwerksbestand auch zukünftig weiter ausgebaut werden. Wird eine Ausbaurate von rund 4,5 %/a unterstellt, könnte die installierte elektrische Leistung der global vorhandenen geothermischen Kraftwerke 2020 bei rund 15,9 GW liegen. Damit wäre dann eine Strombereitstellung von rund 90 TWh (2020) verbunden (Bild 6).

□ *EU*

Ende 2016 waren in der EU etwas mehr als 1 GW an elektrischer Leistung in geothermischen Kraftwerken installiert, mit denen rund 6,7 TWh an elektrischer Arbeit bereitgestellt wurden. In den einzigen kontinentaleuropäischen Hochenthalpievorkommen (Toskana / Italien) ist dabei der mit Abstand größte Anteil der geothermischen Kraftwerkskapazität installiert (Italien: 0,9 GW / 5,79 TWh (2016)). Weitere kleinere Kapazitäten sind in Deutschland (38 MW / 0,17 TWh (2016)) und Frankreich (17 MW / 0,12 TWh (2016)) vorhanden [27 bis 30].

Bei existierender Technik wird der weitere Ausbau durch die in Europa sehr begrenzten Hochenthalpievorkommen und die hohen Kosten der Erdwärmeverstromung begrenzt. Trotzdem werden – oft mit staatlicher Unterstützung – vereinzelt immer wieder neue Projekte realisiert. Wird deshalb die global unterstellte Ausbaurate auch für die EU angenommen, könnte die installierte elektrische Leistung Ende 2020 bei rund 1,3 GW liegen; damit wäre dann eine Strombereitstellung von 7,9 TWh möglich.

Biomasse

Aufgrund der sehr vielfältigen Einsatzmöglichkeiten von Biomasse als fester, flüssiger und / oder gasförmiger Brennstoff in sehr unterschiedlichen Märkten (Strommarkt, Wärmemarkt, Kraftstoffmarkt) sowie der nachfrageorientierten Nutzungsmöglichkeiten ist Biomasse heute der global deutlich am meisten genutzte regenerative Energieträger.

Wärmeerzeugung

Biomasse wird zur Wärmebereitstellung in fester Form (das heißt als biogener Festbrennstoffe wie zum Beispiel Scheitholz, Hackgut, Briketts, Pellets), als Brenngas (das heißt Biogas) und – sehr begrenzt – auch als flüssiger Brennstoff (das heißt Pflanzenöl) eingesetzt.

Festbrennstoffe

Biogene Festbrennstoffe sind mit Abstand die am meisten genutzten Bioenergieträger; dies gilt sowohl für Europa als auch weltweit. Ein guter Teil davon wird in ländlichen Gebieten – und das gilt für Entwicklungs- und Schwellenländer sowie für Industriestaaten gleichermaßen – verwendet. Deshalb werden Biofestbrennstoffe vielfach – wenn sie durch den jeweiligen Nutzer nicht unmittelbar selbst produziert werden – im Rahmen von Subsistenzwirtschaften oder anderen informel-

Tabelle 2 Biogene Wärme-, Strom- und Kraftstoffbereitstellung sowie Primärenergieäquivalente (PE-Äquivalente) weltweit und in der EU, Stand 2016 und Ausblick 2020.

	Stand 2016				Ausblick 2020			
	Welt		EU		Welt		EU	
	von	bis	von	bis	von	bis	von	bis
Wärme	Energieerzeugung in PJ/a							
aus biogenen Festbrennstoffen	23 609	25 704	3 756	3 760	24 812	27 913	3 937	3
– Koch- und Heizwärme	22 900	24 900	3 410	3 414	24 000	27 000	3 504	3
– KWK-Wärme (Biomasse)	610	704	247		660	762	281	
– KWK-Wärme (Abfälle)	99		99		151		151	
aus Biogas	561	572	161		607	619	227	
– Koch- und Heizwärme	540		137		585		193	
– KWK-Wärme	21	32	24		23	35	34	
Summe Wärme	24 170	26 276	3 917	3 921	25 419	28 533	4 163	4
Strom	Energieerzeugung in TWh/a							
aus biogenen Festbrennstoffen	352	414	119		381	448	130	
– naturbelassene Biomasse	272	314	97		294	340	105	
– biogenen Abfälle	80	100	22		87	108	25	
Biogas	110	132	64		126	151	70	
Summe Strom	462	546	183		507	600	200	
Kraftstoffe	Energieerzeugung in PJ/a							
Ethanol	2 264		134		2 100	2 300	125	1
Biodiesel	1 011		350		1 170		390	
Summe Kraftstoffe	3 275		484		3 270	3 470	515	5
Gesamtsumme Biomasseprimärenergieäquivalente in EJ/a								

	Stand 2016				Ausblick 2020			
	Welt		EU		Welt		EU	
	von	bis	von	bis	von	bis	von	bis
Wärme	PE-Äquivalente in EJ/a							
aus biogenen Festbrennstoffen	6	68,2	6,2	6,2	56,8	68,3	6,3	6,4
– Koch- und Heizwärme	5,9	63,9	4,9	4,9	56,8	68,3	4,9	5,0
– KWK-Wärme (Biomasse)								
– KWK-Wärme (Abfälle)								
aus Biogas	2		1		2		1	
– Koch- und Heizwärme	2,2		0,6		2,2		0,7	
– KWK-Wärme								
Summe Wärme	8	70,4	6,8	6,8	59,0	70,5	7,0	7,1
Strom	PE-Äquivalente in EJ/a							
aus biogenen Festbrennstoffen	7	6,7	1,9		5,8	6,8	1,9	
– naturbelassene Biomasse	8	4,3	1,3		3,9	4,5	1,4	
– biogenen Abfälle	9	2,4	0,5		1,8	2,3	0,5	
Biogas	0	2,4	1,1		2,2	2,6	1,2	
Summe Strom	7	9,1	3,0		7,9	9,4	3,1	
Kraftstoffe	PE-Äquivalente in EJ/a							
Ethanol		5,1	0,3		4,8	5,2	0,3	0,3
Biodiesel		3,5	1,2		4,0		1,3	
Summe Kraftstoffe		8,6	1,5		8,8	5,2	1,6	0,3
Gesamtsumme Biomasseprimärenergieäquivalente in EJ/a	3,1	86,7	11,3	11,3	75,7	87,2	11,8	10,5

Anmerkungen:
- Wirkungsgrad der Umwandlung von fester Biomasse in Feuerungsanlagen in Wärme: 30 bis 50 % in Entwicklungs- und Schwellenländern und 70 bis 90 % in Industriestaaten
- Wirkungsgrad der Umwandlung des Biogases (Biogas-Brennstoffenergie) in Biogasbrennern in Wärme: 60 bis 80 % in Entwicklungs- und Schwellenländern und rund 90 % in Industriestaaten
- mittlerer Abbaugrad der Biomasse im Fermenter: 42 beziehungsweise 61 % (nur Biomasseanteil im Biogassubstrat ist berücksichtigt) bei Klein- und Kleinstanlagen in Entwicklungs- und Schwellenländern beziehungsweise in großtechnischen Anlagen
- Stromwirkungsgrad zur Verstromung fester naturbelassener Biomasse beziehungsweise organischer Abfälle mit teilweiser KWK: 26 beziehungsweise 15 %
- Wirkungsgrad der Verstromung von Biogas mit teilweiser KWK: 33 %
- Wirkungsgrad zwischen dem Zuckeranteil des Zuckerrohres (Primärenergie) und dem Bioethanol wird mit 1 unterstellt, da die Bagasse bereits bei der Stromerzeugung berücksichtigt ist (das heißt, die gesamte Bagasse wird energetisch genutzt)
- Wirkungsgrad zwischen Stärke und Getreide (einschließlich Stroh) liegt bei einem mittleren Stärkeanteil von 75 % im Getreide und einem Korn/Stroh-Verhältnis von 1 : 1 bei rund 37,5 %
- Wirkungsgrad der Biodieselerzeugung bei einem durchschnittlichen Ölanteil in der Ölsaat von 40 % und einem Verhältnis zwischen Ölsaat/Ölfrucht zu den sonstigen anfallenden und potenziell energetisch nutzbaren Biomasse von 1 : 1 (Heizwert der Ölsaat rund 37 MJ/kg und Heizwert des Extraktionsschrots rund 17 MJ/kg (Trockenmasse))
- theoretischer Primärenergiewirkungsgrad der KWK-Wärme aus fester Biomasse 90 % und aus Biogas 54 %

len Märkten gehandelt; dies erschwert eine belastbare statistische Erfassung der installierten Leistung „traditioneller" Biomassefeuerstätten sowie die Abschätzung der zukünftigen globalen Entwicklung des biogenen Festbrennstoffeinsatzes im Wärmemarkt (das heißt, die nachfolgenden Angaben sind teilweise mit erheblichen Unsicherheiten belastet).

□ *Welt*

Wärme aus fester Biomasse wird mit Hilfe „traditioneller" Feuerstätten und mittels moderner Biomassefeuerungsanlagen bereitgestellt.

■ In traditionellen Biomassefeuerstätten (unter anderem Drei-Steine-Öfen), die tendenziell eher zum Kochen und weniger zum Heizen dienen, dürften 2016 etwa 9 bis 11 EJ Wärme aus festem organischem Brennmaterial (primär: Brennholz) erzeugt worden sein. Mit einem unterstellten Nutzungsgrad für derartige einfache Anlagen von rund 30 bis 50 % wurden damit 2016 rund 40 EJ an Brennstoffenergie global eingesetzt [9].

■ In modernen Feuerungsanlagen waren 2016 global knapp 311 GW thermische Leistung installiert, die etwa 13,9 EJ Wärmeenergie bereitstellten [9]; im Vergleich zu 2015 ist dies ein Wachstum von rund 1 %. Mit einem mittleren Nutzungsgrad zwischen 70 und maximal 90 % entspricht dies einem biogenen Brennstoffeinsatz von rund 20 EJ.

Insgesamt dürften damit aus fester Biomasse in traditionellen und in modernen Feuerungen zwischen 23 und 25 EJ (2016) an thermischer Energie bei einem Primärenergieeinsatz von 56 bis 64 EJ (2016) bereitgestellt worden sein. Hinzu kommt noch die KWK-Wärme aus fester Biomasse von zusammen 0,6 bis 0,7 EJ (2016); das entsprechende Primärenergieäquivalent ist bei der Stromerzeugung berücksichtigt (siehe auch Stromerzeugung).

Biogene Festbrennstoffe umfassen „klassisches" Brennholz sowie Rinde, Stroh in unterschiedlichster Form, Bagasse, getrockneter Dung oder auch andere feste organische Stoffe (zum Beispiel Altholz, Reisspelzen, Laub). Dementsprechend unterscheiden sich auch die weltweit betriebenen Konversionsanlagen zur Wärmebereitstellung in Hinblick auf den installierten Leistungsbereich, die eingesetzte Feuerungstechnik und dem jeweiligen Stand der Technik, dem entsprechenden Wartungszustand sowie dem jeweiligen Wirkungs- beziehungsweise Nutzungsgrad. Deshalb kann die dargestellte Nutzung sowie die zukünftige globale Entwicklung des biogenen Festbrennstoffeinsatzes nur eine grobe Abschätzung darstellen.

Feste Biomasse wird aber auch zukünftig bedeutende Anteile im Wärmemarkt vieler Industrie- sowie nahezu aller Entwicklungs- und Schwellenländer haben (müssen), da mit weiter steigender Bevölkerung (und zunehmendem Wohlstand) von einer Marktausweitung auszugehen ist. In Entwicklungs- und Schwellenländern gilt dies vor allem für die (ländlichen) Regionen, in denen biogene Festbrennstoffe nach wie vor traditionell der Brennstoff der (armen) Bevölkerung sind; aufgrund des sich tendenziell relativ verlangsamenden Bevölkerungswachstums dürfte aber die traditionelle Biomassenutzung nicht mehr in der gleichen Geschwindigkeit wie in der Vergangenheit ansteigen. Parallel dazu wird die moderne Biomassenutzung in vielen Industrie- und zum Teil auch in bestimmten Schwellenländern weiter zunehmen. Gleichen sich derartige Effekte näherungsweise aus, kann von einer ähnlichen Entwicklung des Einsatzes fester Biomasse zur Wärmebereitstellung wie in den vergangenen Jahren ausgegangen werden (etwa 1 bis 1,5 % Steigerung pro Jahr). Demnach könnte 2020 der Primärenergieeinsatz auf 57 bis 69 EJ (Primärenergie) ansteigen; damit wäre eine potenzielle Wärmebereitstellung zwischen 24 und 27 EJ möglich. Hinzu kommt noch die KWK-Wärme mit rund 0,7 bis 0,8 EJ (2020); das entsprechende Primärenergie-Äquivalent ist bei der Stromerzeugung (siehe Stromerzeugung) berücksichtigt (**Tabelle 2**).

□ *EU*

In der EU wurden 2015 etwa 3,7 EJ Wärmeenergie aus naturbelassener fester Biomasse in einem Anlagenpark mit einer installierten thermischen Leistung von etwa 110 GW bereitgestellt [31]. Beispielsweise lag die Wärmeerzeugung aus fester Biomasse in Schweden, Finnland und Dänemark bei 388 PJ, 325 PJ und 110 PJ (jeweils 2015). Der relativ lange Winter 2015 sowie – eingeschränkter – Investitionszuschüsse für den Bau von Biomasseanlagen in einigen EU-Mitgliedsstaaten haben dabei zu einem Anstieg des Biomasseeinsatzes um rund 3,2 % und der damit verbundenen höheren Wärmebereitstellung gegenüber dem Jahr 2014 geführt. Geht man für 2016 im Vergleich zu 2015 von einer Stagnation bei der Wärmebereitstellung aus (aufgrund des durchschnittlichen Winters sowie tendenziell rückläufiger Fördermitteln für Neuanlagen; attraktiv ist oft nur noch die Sanierung von Bestandsanlagen), dürften Ende 2016 ebenfalls nur 3,8 EJ thermischer Energie aus Anlagen zur Wärmeerzeugung aus fester Biomasse bereitgestellt worden sein. Dies inkludiert KWK-Wärme in Höhe von 247 PJ (siehe Stromerzeugung).

Neben einer Wärmebereitstellung aus naturbelassenen biogenen Festbrennstoffen wird Wärme auch aus festen biogenen Abfällen gewonnen; 2015 waren dies knapp 113 PJ (einschließlich 93 PJ KWK-Wärme) [3]. Mit den durchschnittlichen Wachstumsraten der letzten Jahre (rund 4 bis 7 %/a) errechnet sich für 2016 eine aus organischen Abfällen erzeugte Wärme (einschließlich KWK-Wärme von 99 PJ; siehe Stromerzeugung) von rund 120 PJ (2016).

Insgesamt dürften somit 2016 in der EU rund 3,8 EJ Wärme aus Biomasse (einschließlich organischen Abfällen und KWK-Wärme) erzeugt worden sein. Das entspricht einem Primärenergieäquivalent von etwa 6,1 bis 6,3 EJ (2016) mit beziehungsweise 4,8 bis 4,9 EJ (2016) ohne Anteil der KWK-Wärme (siehe unten) (Tabelle 2).

Auch in der EU wird feste Biomasse zur Wärmeerzeugung zukünftig weitergehend genutzt werden. Prognosen gehen von einer Zunahme von 1 bis 2 %/a aus [3]. Daraus kann für 2020 bei einer installierten Leistung von etwa 117 GW eine Wärmebereitstellung von rund 3,5 EJ (2020) abgeschätzt werden. Hinzu kommt noch die Wärmebereitstellung aus der festen organischen Müllfraktion. Hier könnte die Wärmeproduktion mit weiterhin 4 bis 7 %/a zunehmen; dies entspricht einem Wärmeaufkommen von 151 PJ (2020) [3]. Das entsprechende Primärenergieäquivalent liegt bei etwa 6,4 EJ (2020) mit beziehungsweise 5,0 EJ (2020) ohne KWK-Wärme (siehe Stromerzeugung) (Tabelle 2).

Biogas

Biogas wird bei der anaeroben Fermentation landwirtschaftlicher Substrate (und Energiepflanzen), organischer Abfälle von Haushalten (zum Beispiel Biotonne) sowie von Gewerbe (zum Beispiel Kantinenabfälle) und Industrie (unter anderem Lebensmittelindustrie), der Abwasserreinigung (Klärgas) und aus abgelagerten organischen Siedlungsabfällen (Deponiegas) gewonnen; das heißt, die Biogasanlagentechnologie ist präferiert für die Energiewandlung feuchter organischer Abfälle. Biogas kann nach einer gegebenenfalls notwendigen Reinigung und/oder Aufbereitung direkt zur Wärmeerzeugung oder in Kraft-Wärme-Kopplung zur gekoppelten Strom- und Wärmeerzeugung genutzt werden. Erstere Option wird eher in Entwicklungsländern mit den dort zum Teil eingesetzten Einfachst- und Einfachanlagen primär im Bereich Kochen/Heizen und letztere Variante verstärkt in den Industriestaaten umgesetzt. Insbesondere erstere Option ist nur sehr unzureichend statistisch erfasst und sehr widersprüchlich dokumentiert.

Eine Biogaserzeugung erfolgt auf Basis organischer Stoffströme, die sonst oft keiner weiteren kommerziellen Nutzung mehr zugeführt werden können und die nach einer Nutzung in Biogasanlagen einfach in den landwirtschaftlichen Kreislauf rückgeführt werden können. Auch ergänzen sich eine Biogaserzeugung und eine Nutzung biogener Festbrennstoffe, da diese Optionen auf jeweils völlig andere Biomasseressourcen zugreifen (das heißt keine Konkurrenz).

□ *Welt*

Näherungsweise lässt sich für 2014 global eine in Biogasanlagen unterschiedlichster Technik installierte Gasleistung von etwa 24 GW abschätzen; die damit potenziell erzeugbare Biogasenergie liegt bei rund 625 PJ (2014) [32]. Der größte Anteil dieses Gases dürfte in sehr einfachen Gasbrennern beispielsweise in Kochwärme umgewandelt werden. Mit einem mittleren Nutzungsgrad zwischen 60 und 80 % [33] entspricht dies einer potenziellen Wärmebereitstellung zwischen

375 und 500 PJ (2014). Mit einem den vergangenen Jahren vergleichbarem Zubau dürften Ende 2016 etwa 26 GW in Biogasanlagen mit einer potenziell erzeugbaren Gasenergie von rund 676 PJ (2016) beziehungsweise einer potenziellen Wärmebereitstellung von maximal 540 PJ (2016) weltweit betrieben worden sein. Hinzu kommt die in KWK bereitgestellte Wärme aus Biogas; sie dürfte bei rund 21 bis 32 PJ (2016) liegen. Insgesamt entspricht diese Wärmerzeugung von zusammen 561 bis 572 PJ (2016) einem Biomasseprimärenergieäquivalent (Primärenergieäquivalent der KWK-Wärme ist im Strom enthalten) von 2,2 EJ (2016).

Bei dieser Nutzung handelt es sich um grobe Abschätzungen. Belastbare Angaben über die weltweit installierte Leistung beziehungsweise die bereitgestellte Gasenergie sind nicht verfügbar, da beispielsweise in bestimmten asiatischen Ländern Kleinst-Biogasanlagen in Betrieb sind, über deren Anzahl, Substrateinsatz, Betriebsweise, Gaserträge, Gasnutzung und Effizienz nur sehr wenig bekannt ist. Beispielsweise werden angeblich allein in China derzeit etwa 100 000 größere und 43 Millionen kleinere Biogasanlagen betrieben, die täglich etwa 1,4 PJ Wärme vorrangig zu Heiz- und Kochzwecken produzieren sollen [9; 34].

Wesentliche Voraussetzung für die von vielen Entwicklungs- und Schwellenländern angestrebte deutliche Marktausweitung der Biogasanlagentechnik insbesondere zur ländlichen Energieversorgung ist die Entwicklung und Markteinführung robuster, kostengünstiger, umweltfreundlicher und vor allem betriebssicherer (Klein-) Biogasanlagen. Gelingt dies, kann Biogas merklich zum globalen Wärmemarkt (Koch- und Heizwärme) – und hier insbesondere in eher ländlich strukturierten Gegenden – beitragen. Eine derartige Entwicklung wird aber stark von staatlichen Programmen beeinflusst, die unter anderem in Indien und in China in der Vergangenheit zwar vorhanden, aber bisher ohne wirklich nachhaltigen Erfolg waren. Unterstellt man, dass die laufenden Programme zum Ausbau der Biogasnutzung unter anderem in Indien und China zunehmend erfolgreich sind, könnte die Biogasnutzung bis 2020 mit 2 %/a zunehmen. Dies würde 2020 einer installierten Gasleistung von knapp 27 GW und einer potenziell erzeugbaren Gasenergie von rund 700 PJ (2020) entsprechen. Mit unterstellten Nutzungsgraden zwischen 60 und 80 % entspricht dies einer Wärmebereitstellung von maximal 585 PJ (2020). Dazu addiert sich die in KWK erzeugte Biogaswärme von 23 bis 35 PJ (2020). Insgesamt resultiert daraus ein Biomasseprimärenergieäquivalent von 2,2 EJ (2020).

□ *EU*

Wird der Trend der letzten Jahre fortgeschrieben, dürften 2016 in der EU maximal etwa 161 PJ an Wärme aus Biogasanlagen gewonnen worden sein (Primärenergieäquivalent: etwa 560 PJ; Primärenergieanteil der KWK-Wärme ist beim Stromanteil berücksichtigt) [3]. Die dafür installierte Leistung liegt bei rund 4,8 GW. Biogaswärme stammt zum einen aus Biomethan, das ins Erdgasnetz eingespeist wird und dann wie Erdgas im Wärmemarkt genutzt werden kann. Zum anderen ist KWK-Wärme aus Biogasanlagen nutzbar (etwa 24 PJ (2016); siehe Stromerzeugung). Der überwiegende Teil der in der EU installierten Biogasanlagen wird zur Stromproduktion – und das üblicherweise in KWK – betrieben.

Aus Klimaschutzgründen soll die Nutzung der Biogasanlagentechnologie für die Energiewandlung feuchter organischer Abfälle auch in der EU weiter ausgebaut werden. Aufgrund der begrenzten Potenziale dieser Stoffströme und der Veränderungen in den nationalen Stützungsinstrumenten ist trotzdem eine sich im Vergleich zur Vergangenheit zunehmend abflachende Zubauentwicklung zu erwarten. Folgt man auch hier dem diskutierten Ausbau der Wärmebereitstellung aus Biogasanlagen könnten bis 2020 rund 227 PJ (2020) (einschließlich KWK-Wärme mit 34 PJ) an Wärme aus Biogasanlagen bereitgestellt werden (Primärenergieäquivalent: 710 PJ (2020); Primärenergieanteil der KWK-Wärme wird beim Strom berücksichtigt). Dann wären rund 5,5 GW Leistung an Biogasanlagen installiert; dies beinhaltet die direkte Wärmeerzeugung und die KWK-Wärme.

Flüssige Brennstoffe

Wärme kann auch aus flüssigen Bioenergieträgern (zum Beispiel Ethanol, Pflanzenöle) erzeugt werden. Global und auch EU-weit hat diese Option jedoch nur eine nahezu vernachlässigbare Bedeutung, da Flüssigkraftstoffe für eine ausschließliche Wärmeerzeugung oft zu teuer sind und üblicherweise – wenn überhaupt – im Transportsektor eingesetzt werden.

Stromerzeugung

Außer zur Bereitstellung von Wärme wird Biomasse auch zu einem erheblichen Anteil in elektrische Energie umgewandelt.

Festbrennstoffe

Feste Biomasse kann allein oder zusammen mit fossilen Energieträgern verstromt werden; beides kann mit oder ohne KWK realisiert werden.

□ *Welt*

Ende 2016 waren etwa 112 GW in Anlagen zur Verstromung von fester Biomasse installiert (4 GW mehr als 2015), die insgesamt etwa 504 TWh (2016) Strom erzeugt haben (einschließlich der Stromerzeugung aus der organischen Abfallfraktion und der Biogasnutzung) [9]. Die USA verfügen weltweit mit 16,8 GW (darunter 200 MW 2016 neu installiert in 51 Anlagen) über die höchste Kapazität zur Verstromung von Biomasse. Während in den USA jedoch der Biomasseeinsatz im letzten Jahr mit knapp 2 % leicht rückläufig war (insgesamt 68 TWh (2016)), wiesen China und Brasilien mit +12,5 % (54 TWh; 12 GW (2016)) und +27,5 % (51 TWh; 13,9 GW (2016)) deutlich höhere Wachstumsraten im Vergleich zum Vorjahr auf. Darüber hinaus werden zum Beispiel in Deutschland (52 TWh (2016)), Japan (38 TWh (2016)), Indien und UK (jeweils 30 TWh (2016)) beachtliche Mengen an Strom aus fester Biomasse erzeugt (Angaben zur Stromerzeugung einschließlich der Nutzung der organischen Abfallfraktion und von Biogas) [9].

Geht man bei den außereuropäischen Anlagen zur Nutzung fester Biomasse von der in der EU realisierten spezifischen Wärmeauskopplung aus (der Anteil der KWK-Erzeugung aus fester Biomasse an der gesamten Erzeugung aus fester Biomasse liegt bei rund 62 % [3], dürften global 2016 zusätzlich zwischen 610 und 704 PJ KWK-Wärme aus derartigen Anlagen erzeugt worden sein. Die meisten (KWK-) Anlagen zur Verstromung biogener Festbrennstoffe sind in der holzbe- und -verarbeitenden Industrie vorhanden; hier wird im Allgemeinen sowohl Strom als auch Wärme unter anderem für den Betrieb von Trockenkammern benötigt, und gleichzeitig muss der anfallende organische Abfall (zum Beispiel Rinde) entsorgt werden.

Auch die Nutzung organischer Abfälle wird im Allgemeinen zur biogenen Energiebereitstellung gezählt. Weltweit sind etwa 2 300 Anlagen zur Umwandlung biogener Abfälle in elektrische Energie in Betrieb, mit denen 2016 etwa 300 Mio. t organischer Abfälle thermisch verwertet und daraus zwischen 80 und 100 TWh (2016) Strom mit einer installierten elektrischen Leistung von etwa 17 GW erzeugt wurden [35]. Dies entspricht 2016 einem Zubau von etwa 30 Anlagen in und einer Zunahme der potenziellen Stromerzeugung von 3 bis 4 %. Beispielsweise waren Ende 2015 allein in den USA 71 solcher Anlagen mit einer Gesamtkapazität von 2,3 GW installiert [36]. Eine wahrscheinlich noch höhere Leistung ist in China vorhanden; hier ist nur bekannt, dass ein Großteil der installierten Leistung von 12 GW (52 TWh (2016)) zur Verwertung von organischen Siedlungsabfällen und landwirtschaftlichen Rückständen genutzt wird [9]. Global wird, mit Ausnahme der in Europa vorhandenen Abfallverwertungsanlagen, kaum Wärme aus derartigen Anlagen ausgekoppelt. Vielfach sind aufgrund von standortspezifischen Gegebenheiten und einer geringen Wärmeabnahmedichte im Umfeld dieser Anlagen keine Wärmeverteilnetze installiert, mit denen die anfallende Wärme zum Verbraucher transportiert werden könnte. Daher wird hier vereinfacht unterstellt, dass global nur die in der EU realisierte Wärmeauskopplung von rund 99 PJ (2016) realisiert wird [3].

In der Summe werden damit global 352 bis 414 TWh (2016) an elektrischer Energie und parallel dazu geschätzte 610 bis 704 PJ an Wärme durch biogene Festbrennstoffe erzeugt. Dies entspricht einem Primärenergieäquivalent an fester Biomasse von 5,7 bis 6,7 EJ (2016).

Die Verstromung fester Biomasse wird getrieben durch die meist als Abfall oder zumindest Rückstand und Nebenprodukt anfallende und oft zu entsorgende Biomasse. Und der Bedarf an thermischen Abfallverwertungsanlagen für die Entsorgung von Siedlungsabfällen und anderen organischen Biomasseabfällen wächst stetig. Weltweit folgt dieser Trend dem steigenden Abfallaufkommen bei einem parallelen Abbau von Deponierungsmöglichkeiten und zunehmend höheren ökologischen Anforderungen an die Abfallentsorgung. Allein zwischen 2011 und 2015 wurden etwa 280 Anlagen mit einer Entsorgungskapazität von 80 Mio. t neu in Betrieb genommen. Weitere 600 Anlagen mit einer geplanten Verwertungskapazität von etwa 170 Mio. t sollen bis 2025 folgen [35]. Geht man deshalb von einer Zunahme der global installierten Leistung von Anlagen zur Umwandlung fester Biomasse und organischer Abfälle von rund 2 %/a aus, könnten 2020 zwischen 120 und 130 GW Leistung installiert sein, mit denen rund 320 TWh (2020) Strom aus fester Biomasse und zwischen 87 und 108 TWh (2020) aus Abfall erzeugt werden könnten. Aus diesem wachsenden Anlagenpark dürfte zukünftig auch zunehmend mehr Wärme ausgekoppelt werden, die zwischen 660 und 762 PJ (2020) aus Anlagen zur Verstromung von fester Biomasse und bei geschätzten 151 PJ (2020) aus Anlagen zur Nutzung der organischen Müllfraktion liegen könnte. In der Summe könnte damit der biogene Primärenergieeinsatz auf 5,8 bis 6,8 EJ (2020) (Primärenergieäquivalent) ansteigen.

□ *EU*

2015 wurden in der EU etwa 90,4 TWh Strom aus fester Biomasse erzeugt. Mit unterstellten 5 000 bis 6 000 h/a (Volllaststunden) resultiert daraus eine installierte Leistung zwischen 15 bis 18 GW. Etwa 55 % dieses Stromes (51,6 TWh (2015)) wurde in KWK-Anlagen erzeugt – und das bei leicht rückläufiger Tendenz im Vergleich zum Vorjahr (52,6 TWh). Die größten europäischen Produzenten waren Deutschland, Finnland, Großbritannien, Schweden und Polen; diese fünf Länder haben 65 % des europäischen Stromes aus fester Biomasse erzeugt [31]. Wird für 2016 eine ähnliche Zunahme der Stromproduktion aus solchen Anlagen wie 2015 unterstellt (maximal 4 bis 5 %), dürften in der EU Ende 2016 eine Kraftwerksleistung von etwa 16 bis 19 GW installiert gewesen sein, die rund 119 TWh (2016) – zum Teil in KWK – erzeugten. Geht man aufgrund der Inbetriebnahme von zwei Biomassegroßkraftwerken 2015/16 im UK (Umstellung von Kohle auf Biomassepellets) mit einer durchschnittlich geringeren KWK-Auskopplungsquote im Vergleich zu 2015 aus, ist für 2016 bestenfalls von einem stagnierendem Anteil an Wärme von etwa 251 PJ (2016) auszugehen.

Zusätzlich zur Stromerzeugung aus fester Biomasse werden auch in der EU organische Abfälle verstromt. Ende 2015 lag die daraus produzierte Strommenge bei rund 20,7 TWh [37]; mit unterstellten 5 000 bis 7 000 h/a (Volllaststunden) entspricht dies einer installierten elektrischen Leistung zwischen 3,0 und 4,1 GW. Deutschland ist mit knapp 30 % des europäischen Stroms aus organischem Abfall der größte Einzelproduzent. Italien, Frankreich und die Niederlande haben mit jeweils knapp 2 TWh Strom aus Müll einen ebenfalls hohen Anteil [37]. 2016 ist ähnlich wie 2015 nur von einem marginalen Wachstum der Stromerzeugung auf etwa 22 TWh (2016) auszugehen. Mit einer ähnlichen Entwicklung wie in den vorangegangen Jahren steigt die genutzte thermische Energie dann auf etwa 99 PJ (2016).

In der Summe wurden etwa 119 TWh (2016) an elektrischer Energie und zusätzlich rund 500 PJ (2016) an Wärme aus fester Biomasse unterschiedlichster Zusammensetzung und Herkunft in der EU erzeugt. Dies entspricht einem Biomasseprimärenergieäquivalent von 1,9 EJ (2016).

Der weitere Ausbau der Biomasseverstromung wird wesentlich durch die Ressourcenverfügbarkeit begrenzt. Das in der EU anfallende Altholz wird bereits weitgehend genutzt und auch viele Rückstände und Nebenprodukte (zum Beispiel Olivenkerne, Rinde) werden zum Teil schon weitgehend verstromt. Frischholz kann aufgrund der Konkurrenz zu einer (hochpreisigeren) stofflichen Nutzung (das heißt aus ökonomischen Gründen) kaum verstärkt eingesetzt werden. Daher geht die Tendenz bei einer weitergehenden Nutzung auch in Richtung eines vermehrten Imports (zum Beispiel als Holzpellets). Unabhängig davon werden die nach wie vor vorhandenen unerschlossenen Potenziale sukzessive erschlossen werden.

Werden die Zuwächse der Vergangenheit fortgeschrieben, könnte bis 2020 eine Stromerzeugung aus fester Biomasse (Summe aus einer Mono- und Mitverbrennung) von 130 TWh (2020) realisiert werden [31]. Parallel dazu dürften rund 281 PJ (2020) Wärme ausgekoppelt werden. Insgesamt entspricht dies einem Biomasseprimärenergieäquivalent von 1,9 EJ (2016). Diese Angaben beinhalten eine Abschätzung der Energiebereitstellung aus organischen Abfällen. Diese wird in der EU insbesondere durch das Erfordernis der Abfallverwertung auch in den osteuropäischen EU-Mitgliedsländern deutlich zunehmen. Bis 2020 ist deshalb von einer Stromerzeu-

gung aus Abfällen von etwa 25 TWh (2020) bei einer dann installierten Leistung von 3 bis 4 GW auszugehen [37]. Die Wärmeauskopplung dieser Anlagen dürfte sich dann auf etwa 151 PJ (2020) belaufen.

Biogase

Biogas aus den unterschiedlichsten Substraten wird – überwiegend in den Industriestaaten – verstromt; dies wird ebenfalls zum Teil in KWK realisiert.

□ *Welt*

Weltweit dürften 2014 zwischen 16 bis 20 GW elektrischer Leistung in Biogasanlagen zur primären Strombereitstellung betrieben worden sein, mit denen zwischen 100 und 110 TWh (2014) erzeugt wurden. Mit mittleren Wachstumsraten der letzten Jahre (rund 5 %/a) dürften damit Ende 2016 global zwischen 18 und 22 GW (2016) mit einer potenziellen Stromerzeugung zwischen 110 und 132 TWh (2016) vorhanden sein. Dabei sind die meisten Anlagen zur Biogas-Verstromung in Europa installiert. Eine nennenswerte Biogasverstromung wird auch in den USA realisiert; hier werden hauptsächlich Deponiegase genutzt [38].

Bei den Biogas-Verstromungs-KWK-Anlagen wird die dabei produzierte Wärme vor allem lokal genutzt. Demnach dürfte die Wärmeauskopplung global zwischen 21 und 32 PJ liegen. Damit entspricht die Stromerzeugung aus Biomasse einem Biomasseprimärenergieäquivalent von 2,0 bis 2,4 EJ (2016).

Biogassubstrate, insbesondere organische Abfallstoffströme, sind in unterschiedlichsten Formen vorhanden und bisher oft ungenutzt. Durch die Weiterentwicklung der Biogasanlagentechnik ist heute für fast jedes Substrat eine technische Lösung zur biochemischen Umwandlung verfügbar, die – auch wegen der insgesamt verschärften Umweltstandards (Ausnahme: USA) – zunehmend eingesetzt wird. Damit dürfte die Biogasverstromung vor allem auf Grundlage von organischen Abfällen global weiter zunehmen; hierbei kann ein vielversprechendes Abfallmanagement und die Möglichkeit zur (teilweisen) Schließung der Stoffkreisläufe mit einer effizienten Energiebereitstellung gekoppelt werden. Dabei ist lokal abhängig zu entscheiden, ob dieses Biogas im Strom-, im Wärmemarkt (zum Beispiel als Erdgas- oder Heizöl-Substitut) und/oder im Transportsektor eingesetzt wird. Da potenziell die Nachfrage nach elektrischer Energie weltweit am schnellsten steigt und dieser Markt – im Unterschied zum Wärmemarkt – nicht unmittelbar von dem Energiepreisverfall der letzten Jahre betroffen war, dürfte tendenziell ein guter Teil des Biogases verstromt werden. Geht man wegen des niedrigen Energiepreisniveaus von einer im Vergleich zu den Vorjahren reduzierten Wachstumsrate von nur 3,5 %/a aus, könnten global bis 2020 etwa 25 GW Leistung in Biogasanlagen zur Verstromung installiert sein; dies entspräche einer Stromerzeugung von maximal 151 TWh (2020). Entwickelt sich die Wärmeauskopplung parallel zur steigenden Anzahl an Biogasanlagen, könnte 2020 potenzielle Wärme von maximal 35 PJ (2020) genutzt werden. Diese Energieerzeugung entspricht einem Biomasseprimärenergieäquivalent von 2,2 bis 2,6 EJ (2020).

□ *EU*

In der EU waren Ende 2015 etwa 8 GW in Biogasanlagen installiert, die zwischen 52 und 56 TWh (2015) Strom erzeugten [29]. Innerhalb der EU sind in Deutschland mit rund 9 000 Anlagen die meisten Biogasanlagen installiert [39]. Mit deutlichem Abstand folgen Italien mit 1 300 Biogasanlagen [40], Österreich mit etwa 350 Anlagen und Großbritannien mit 316 Biogasanlagen [41]. Ausgehend davon dürften Ende 2016 etwa 8 GW elektrischer Leistung in Biogasanlagen in der EU installiert gewesen sein [3], mit denen etwa 64 TWh (2016) bereitgestellt werden könnten. Aus den Anlagen mit KWK dürfte eine Wärmeauskopplung von rund 24 PJ (2016) realisiert worden sein (Berechnung auf Grundlage von [3]). Damit wird durch die Stromerzeugung aus Biogas ein Biomasseprimärenergieäquivalent von etwa 1,15 EJ (2016) genutzt.

Der europäische Biogasanlagenbestand wurde maßgeblich durch eine wohlwollende energiewirtschaftliche Rahmensetzung ausgebaut, die insbesondere auch durch die Verpflichtung zur Verwertung von kommunalen und industriellen Abfällen unterstützt wird. Deshalb dürfte auch in der EU die Biogasverstromung (primär aus der Nutzung organischer Abfälle und kaum für Energiepflanzen) weiter – wenn auch deutlich verlangsamt im Vergleich zur Vergangenheit – ausgebaut werden. Insgesamt könnte die Stromerzeugung aus Biogas bis 2020 auf 70 TWh (2020) bei einer installierten Leistung von knapp 10,5 GW ansteigen [3]. Parallel dazu wird auch die Wärmeauskopplung zunehmen; bis 2020 ist eine Wärmeauskopplung von bis 34 PJ zu erwarten [3]. Damit wird durch die bis 2020 mögliche Stromerzeugung aus Biogas ein Biomasseprimärenergieäquivalent von 1,2 EJ (2020) genutzt.

Flüssige Brennstoffe

Elektrische Energie kann auch aus flüssigen Bioenergieträgern (zum Beispiel Ethanol, Pflanzenöle) insbesondere in KWK-Anlagen erzeugt werden. Global und auch EU-weit hat diese Möglichkeit jedoch nur sehr geringe Bedeutung, da Flüssigkraftstoffe für einen KWK-Einsatz im Allgemeinen zu teuer sind und – wenn überhaupt – im Transportsektor genutzt werden.

Kraftstoffbereitstellung

Bioethanol als Otto-Kraftstoffsubstitut und Biodiesel beziehungsweise FAME (Fettsäuremethylester) als Dieselsubstitute sind die bisher einzigen Biokraftstoffe mit einer begrenzten Bedeutung auf den globalen Kraftstoffmärkten; diese beiden Optionen decken rund 72 % beziehungsweise 23 % des globalen Biokraftstoffbedarfs. Darüber hinaus gibt es eine Reihe weiterer Biokraftstoffe, die zum Teil nur eine (regionale) Nischenbedeutung haben (zum Beispiel Biomethan, HVO-Kraftstoffe (hydrotreated vegetable oil); diese Optionen werden aufgrund ihrer begrenzten Verfügbarkeit nachfolgend nicht berücksichtigt [9].

Bioethanol

□ *Welt*

Weltweit wurden 2016 etwa 99 Mrd. l Ethanol (2 264 PJ, **Bild 7**) erzeugt; dies entspricht nahezu dem Vorjahresniveau. Davon wurden etwa 56 % in den USA (1 290 PJ; primär aus Mais) und 27 % in Brasilien (614 PJ; primär aus Zuckerrohr) hergestellt. Der verbleibende Rest wurde vorrangig in Europa (5 %) und Asien (5 %) produziert; hier ist China mit etwa 3,2 Mrd. l (73 PJ) noch immer der größte Produzent [9]. Diese globale Ethanolproduktion entspricht einem Biomasseprimärenergieäquivalent von etwa 5,1 EJ (2016).

Die Ethanolerzeugung ist Stand der Technik insbesondere für zucker- und stärkehaltige Biomassen. Auch sind bisher in den großen Produzentenländern die dafür benötigten Ressourcen aufgrund einer die globale Nachfrage übersteigenden Maisproduktion in den USA und großen verfügbaren Zuckerrohr-Anbauflächen in Brasilien verfügbar. Aufgrund von Akzeptanzproblemen infolge der bisherigen Nutzung von Nahrungsmittelpflanzen laufen nach wie vor weltweit Anstrengungen, Lignozellulose (zum Beispiel Stroh, Holz) zur Ethanolerzeugung marktgängig zu machen. Ein Marktdurchbruch ist aber bis 2020 aus heutiger Sicht nicht zu erwarten; das heißt, bis 2020 wird „konventionelles" Ethanol den Markt dominieren.

Insgesamt dürfte die derzeitige Ethanolproduktion global nicht signifikant ausgeweitet werden. Dies liegt unter anderem an dem damit verbundenen Subventionsbedarf in bestimmten Ländern, der infolge der niedrigen Rohölpreise merklich angestiegen ist. Unterstellt man deshalb bis 2020 ein Nullwachstum, könnten bis dahin nach wie vor zwischen 2,1 und 2,3 EJ (2020) an Ethanol als Kraftstoff genutzt werden (Biomasseprimärenergieäquivalent von maximal 5,2 EJ (2020)).

□ *EU*

Ende 2016 wurden in der EU 4,8 Mrd. l (134 PJ; 16 % mehr als 2015) Ethanol primär aus Getreide erzeugt. Trotz eines Produktionsrückgangs von 14 % wird in Frankreich mit rund 1 Mrd. l nach wie vor das meiste Bioethanol in der EU produziert, gefolgt von den Benelux-Staaten und Deutschland mit 0,7 Mrd. l. Wachstumsmärkte stellten 2016 Ungarn (23 %) und Großbritannien mit 43 % (jeweils etwa 0,4 Mrd. l) dar. Diese EU-Bioethanolproduktion entspricht einem Biomasseprimärenergieäquivalent von etwa 300 PJ (2016).

In den kommenden Jahren ist für Europa von keinem merklichen Marktwachstum auszugehen; der Ölpreis ist weiterhin niedrig und damit der Subventionsbedarf hoch, die Akzeptanz schlecht und die ursprünglich als wesentlicher politischer Treiber angestrebte Klimagasreduktion begrenzt. Damit dürfte auch in der EU die Ethanolerzeugung bis 2020 etwa auf dem heutigen Niveau verbleiben; deshalb wird nur ein minimaler Zuwachs auf maximal 125 bis 130 PJ (2020) unterstellt (Biomasseprimärenergieäquivalent von rund 300 PJ (2020)).

Biodiesel

□ *Welt*

Weltweit wurden 2016 insgesamt etwa 30,8 Mrd. l (1 011 PJ, Bild 7) Biodiesel erzeugt; dies ist etwa 7 % mehr als in 2015 (28,7 Mrd. l, 942 PJ), das durch einen Marktrückgang von 6,5 % gekennzeichnet war, da Biodieselproduktionsstätten in Argentinien und Indonesien außer Betrieb waren. Zusätzlich wurden 2016 in den USA neue Kapazitäten in Betrieb genommen; deshalb hat die USA als der weltweit bedeutendste Biodieselproduzent heute einen Marktanteil von etwa 18 %. Weitere große Biodiesel produzierende Länder sind Brasilien mit 12 % sowie Deutschland und Argentinien mit jeweils etwa 10 % der Weltproduktion. Insgesamt entspricht diese Biodieselproduktion einem Biomasseprimärenergieäquivalent von 3,5 EJ (2016) [9].

Auch Biodiesel ist technisch problemlos herstellbar; die benötigten Ressourcen sind nach wie vor verfügbar und ein Einsatz im Kraftstoffmarkt mit den bisher realisierten Mengen ist unkritisch. Aber auch hier ist die energetische Nutzung des benötigten Pflanzenöls erheblichen Diskussionen ausgesetzt – unter anderem wegen der Konkurrenz zum Nahrungs- und Futtermittelmarkt und der Ausweitung der Ölanbauflächen insbesondere in Südostasien. Und auch hier ist die Klimagasminderung begrenzt, und der Subventionsbedarf ist mit dem Ölpreisverfall deutlich gestiegen. Deshalb dürfte auch der Biodieselmarkt nur eingeschränkte Zuwächse in den kommenden Jahren zeigen. Allerdings profitiert der Biodieselmarkt zum Teil vom Futtermittelmarkt (das heißt Einsatz von Extraktionsschrot als Kraftfutter). Nimmt beispielsweise der globale Fleischkonsum auch zukünftig weiter deutlich zu – und das ist zu erwarten –, könnte das auch Auswirkungen auf die Biodieselmärkte haben.

Insgesamt ist bis 2020 jedoch nur von geringen Mengenzuwächsen bei der globalen Biodieselproduktion auszugehen (Bild 7); 2020 könnten etwa 36 Mrd. l/a (1 170 PJ (2020)) Biodiesel weltweit bereitgestellt werden (Biomasseprimärenergieäquivalent: rund 4 EJ (2020)). Die größten Produktionskapazitäten dürften dabei nach wie vor in der EU, Indonesien, den USA, Brasilien und Argentinien verortet sein [42]. Innerhalb des Biodieselsortimentes ist mit einer wachsenden Bedeutung von HVO-Kraftstoffen zu rechnen. Neben den europäischen Produzenten stellen vor allem die USA und Singapur wachsende HVO-Kraftstoffmärkte dar.

□ *EU*

In der EU wurde 2016 mit 10,5 Mrd. l (350 PJ) etwa ein Drittel des weltweit hergestellten Biodiesels produziert (Biomasseprimärenergieäquivalent von 1,2 EJ (2016)); das sind 3 % weniger als 2015. Deutschland trägt mit 3 Mrd. l (98 PJ) und Frankreich mit 1,5 Mrd. l (49 PJ) bei; das heißt, in diesen beiden Ländern ist die Produktion im Vergleich zu 2015 um 11 % gesunken. Demgegenüber erhöhten Spanien beziehungsweise Polen ihre Biodieselproduktion auf 1,1 beziehungsweise 0,9 Mrd. l (2016) [9].

In der EU ist der Anteil von HVO am Biodieselaufkommen auf etwa 20 % (2015/16) gestiegen; die europäischen Produktionsstätten für HVO liegen in den Niederlanden und in Finnland [43]. Der verbleibende FAME-Anteil wird zu etwa 40 % (2015) aus Abfällen und Rückständen produziert.

Auch in der EU werden bis 2020 aus den genannten Gründen keine signifikanten Änderungen bei der Biodieselherstellung

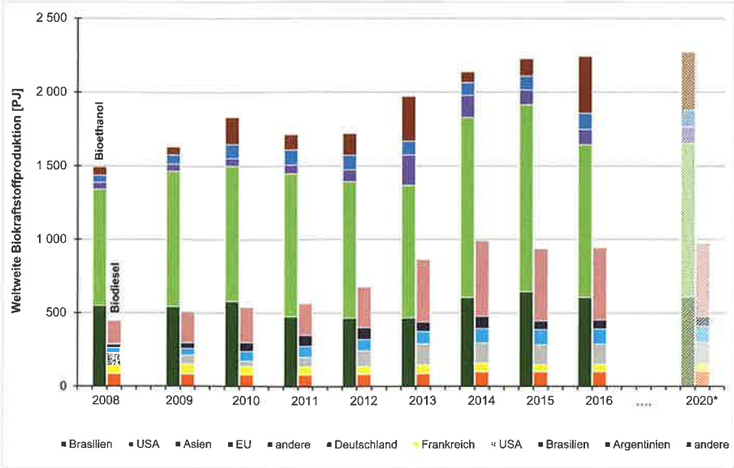


Bild 7 Weltweite Produktion von Biodiesel und Bioethanol als Biokraftstoff (* Abschätzung) [5; 9; 42; 44].

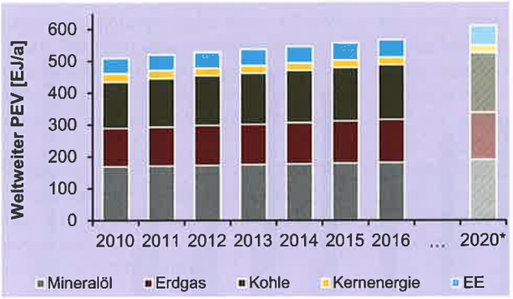


Bild 8 Weltweiter Primärenergieverbrauch (PEV) nach Energieträgern (*Abschätzung) [45].

zu verzeichnen sein. Ausgehend von der Entwicklungen der letzten Jahre dürften bis 2020 maximal etwa 12 Mrd. l/a (rund 390 PJ (2020), Biomasseprimärenergieäquivalent: 1,3 EJ (2020)) Biodiesel erzeugt werden [42].

Zusammenfassung

Ausgehend von den Einzelanalysen wird nachfolgend der Stand 2016 und die bis 2020 zu erwartende Entwicklung zusammengefasst und der globalen Energienachfrage gegenübergestellt.

Energiesystem und Primärenergieverbrauch

Stromerzeugung

Im Jahr 2016 wurden weltweit rund 24 816 TWh an elektrischer Energie erzeugt. Der Anteil der EU lag mit 3 247 TWh bei 13 %. In Nordamerika wurden knapp 21 % und in Asien etwa 44 % dieser Stromerzeugung realisiert [45]. Der Stromverbrauch ist seit 2005 um 35 % angestiegen; dabei ist diese Zunahme insbesondere durch die Nicht-OECD-Länder mit einem Anstieg von 79 % in der Dekade 2005/15 bestimmt. Demgegenüber ist in der EU ein Rückgang des Elektrizitätsbedarfs um 2 % und in den OECD-Ländern nur ein geringes Wachstum von 3 % zu verzeichnen [45].

Unter der Berücksichtigung aktueller Entwicklungen wird die weltweite Stromerzeugung bis 2020 um etwa 2 bis 2,5 %/a auf rund 27 000 TWh zunehmen. Dabei stagniert der Strombedarf in OECD-Ländern, wohingegen er in Nicht-OECD-Ländern mit rund 4 %/a ansteigt. Da weltweit immer mehr Länder, und hier insbesondere OECD-Länder, politische Rahmenbedingungen zur Minimierung der CO_2-Emissionen berücksichtigen, wird in diesen Ländern zukünftig die Stromerzeugung aus fossilen Energieträgern potenziell abnehmen und von erneuerbaren Energien tendenziell zunehmen [38].

Wärmebereitstellung

Der weltweite Wärmebedarf in Industrie, Haushalt und Gewerbe betrug 2011 rund 172 EJ und damit etwa ein Drittel am gesamten Energieverbrauch [46]. Wird dies auf das Jahr 2016 extrapoliert, errechnet sich eine globale Wärmenachfrage von 184 EJ. Angenommen, dass europaweit rund 50 % des Gesamtenergiebedarfs auf die Wärmeerzeugung entfallen, kann aktuell von einem Wärmebedarf von 34 EJ ausgegangen werden.

Unter der Annahme, dass der weltweite Wärmebedarf am gesamten Primärenergieverbrauch gleich bleibt und der Primärenergieverbrauch bis 2020 auf rund 600 EJ ansteigt, werden 2020 weltweit 200 EJ an Wärme nachgefragt. Europaweit würde, bei einem stagnierenden Primärenergieverbrauch, der Wärmebedarf weiterhin bei rund 34 EJ liegen.

Kraftstofferzeugung

Der Energieverbrauch im Transportsektor lag 2015 bei rund 112 EJ und zeigt ein durchschnittliches Wachstum von 1,4 %/a [48; 49]. Damit ergibt sich für 2016 ein weltweiter Energieverbrauch im Transportsektor von rund 114 EJ; 94 % dieses Anstiegs realisieren die Nicht-OECD-Länder. In der EU wird der Energieverbrauch im Transportsektor mit rund 15 EJ (2016) [50] angegeben. Erdöl in Form von Diesel, Erdöl, Kerosin und Benzin haben den dominierenden Anteil im Transportsektor (96 % (2012)) [48].

Unter Berücksichtigung aktueller Entwicklungen wird der weltweite Energiebedarf im Transportsektor im Jahr 2020 120 EJ betragen, demgegenüber ist in der EU kein weiterer Anstieg zu erwarten.

Fossiler Primärenergieverbrauch

Weltweit wurden 2016 rund 538 EJ an Öl, Gas, Kohle und Kernenergie eingesetzt; das sind 0,8 % mehr als im Vorjahr (496 EJ). Erdöl dominiert mit einem Anteil von etwa 34 % diesen Markt und ist immer noch der am häufigsten genutzte fossile Energieträger (**Bild 8**) [45]. Kohle ist der fossile Energieträger mit dem größten relativen Verbrauchsanstieg innerhalb der letzten fünf bis zehn Jahre; insgesamt trägt Kohle (das heißt Stein- und Braunkohle) heute mit 29 % zur Deckung der fossilen Primärenergienachfrage bei. Aber auch Erdgas wird global weitergehend genutzt und trug 2016 mit 25 % zur Primärenergienachfragedeckung bei. Die Kernenergie stagniert bei rund 5 % der globalen Energienachfragedeckung [45].

Der fossile Primärenergiebedarf in Europa beläuft sich auf 63 EJ und wird zu 37 % aus Kohle, 31 % aus Erdöl, 22 % aus Gas und 2 % durch Kernenergie gedeckt [45].

Auch zukünftig wird weltweit der fossile Primärenergieverbrauch steigen, da insbesondere die bevölkerungsstarken Schwellenländer (primär China, Indien, Brasilien) ihre (energieintensive) industrielle Produktion weiter ausbauen werden. Parallel dazu wird sich der durchschnittliche Lebensstandard der Bevölkerung weiter verbessern – mit dem damit verbundenen höheren Energieverbrauch. Kommt es nicht zu überregionalen kriegerischen Auseinandersetzungen und kann sich die globale Konjunktur weiter erholen beziehungsweise bleibt auch in den kommenden Jahren stabil, führt dies einem weiteren Zuwachs der Energienachfrage. Bis 2020 dürfte von einem Primärenergieverbrauch zwischen 590 und 600 EJ auszugehen sein (Bild 8); dabei werden sich die Anteile der einzelnen fossilen Primärenergieträger nicht signifikant verändern. In Europa ist mit Hinblick auf die Entwicklungen der letzten Jahre mit einer Stagnation beziehungsweise leichtem Rückgang des fossilen Primärenergiebedarfs zu rechnen.

	Leistung in GW				Stromerzeugung in TWh/a			
	Stand 2016		Ausblick 2020		Stand 2016		Ausblick 2020	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
Wasserkraft	1 097		1 152	1 252	4 024		4 502	4 802
Lauf- und Speicherwasserkraft	1 096		1 150	1 250	4 023		4 500	4 800
Meeresenergie	1		2		1		2	
Windenergie	487		740		960		1 450	1 550
Offshore	14		35		40		130	154
Onshore	473		705		920		1 320	1 396
Solarenergie	308		585		343	436	652	830
Solarthermie	5		10		10	12	20	25
Photovoltaik	303		575		333	424	632	805
Geothermie	13		16		77		90	
Biomasse	112		118	127	504		680	
Biogene Festbrennstoffe	75	79	81	86	272	314	294	340
Organische Müllfraktion	17		18		80	100	87	108
Biogas	16	20	18	23	110	132	126	151
Summe weltweit	2 017		2 611	2 720	5 908	6 001	7 374	7 952

Tabelle 3 Weltweite Stromerzeugung aus regenerativen Energien in 2016 und Ausblick 2020 (Werte zum Teil geschätzt).

Tabelle 4 Weltweite Wärmeerzeugung durch regenerative Energien in 2016 und Ausblick 2020 (Werte zum Teil geschätzt, inklusive Wärme aus dem KWK-Prozess feste Biomasse und organische Abfälle).

	Installierte Leistung in GW			Wärmeerzeugung in PJ/a			
	Stand 2016	Ausblick 2020		Stand 2016		Ausblick 2020	
		Min	Max	Min	Max	Min	Max
Solarenergie	471	750	850	1 350		2 200	2 300
Geothermie	76	78		613		713	
Wärmepumpensysteme	54	61		355		399	
Tiefe Geothermie	22	25		278		314	
Biomasse	337	351	330	24 170	26 276	25 419	28 533
Biogene Festbrennstoffe	311	324	330	23 609	25 704	24 812	27 913
Biogas	26	27		561	572	607	619
Summe weltweit	884	1 178	1 258	26 133	28 239	28 332	31 546

□ *Welt*

Stromerzeugung

2016 wurden in Anlagen zur Nutzung regenerativer Energien zwischen 5 908 und 6 001 TWh (2016) Strom erzeugt. Dazu trug die Wasserkraft mit rund 4 024 TWh (Primärenergieäquivalent von 38 EJ) (2016) beziehungsweise etwa 67 % am meisten bei. Aus der Windenergie stammen rund 16 % des erneuerbaren Stroms. Weniger bedeutend war die Elektrizitätserzeugung aus Biomasse mit etwa 8 %, aus Solarenergie (7,2 %) und aus Geothermie (1 %) (**Tabelle 3**). Insgesamt wurde 2016 mit 161 GW zusätzlicher installierter erneuerbarer Stromkapazität im Vergleich zu 2015 ein neuer Zubaurekord realisiert. Damit stieg auch die weltweit in Anlagen zur Nutzung erneuerbarer Energien installierte elektrische Leistung gegenüber 2015 um 9 % an und liegt nun bei knapp 2 017 GW. Rund 47 % der neu installierten Anlagen waren Photovoltaikanlagen, gefolgt von Windkraft (34 %) und von Wasserkraftanlagen (15,5 %) [9].

Verglichen mit der gesamten globalen Stromerzeugung von 24 816 TWh (2016) stammen damit 2016 insgesamt rund 25 % aus regenerativen Energien. Demgegenüber liegt der Anteil der in Anlagen zur Nutzung erneuerbarer Energien installierten elektrischen Leistung an der weltweit installierten gesamten elektrischen Leistung bei 30 %.

Werden die sich abzeichnenden Entwicklungen fortgeschrieben, ist 2020 eine Stromerzeugung aus erneuerbaren Energien von 7 700 bis 8 300 TWh (2020) zu erwarten (Tabelle 3). Der größte Anteil stammt nach wie vor aus der Wasserkraft (rund 4 800 TWh; Primärenergieäquivalent von 45 EJ) (2020)). Ein zunehmend bedeutenderen Anteil stellt jedoch die Windkraftnutzung mit 1 750 bis 1 800 TWh dar; dies wären 2020 bereits rund 22 % der Stromproduktion aus regenerativen Energien. Auch wird zukünftig insbesondere der Beitrag der Photovoltaik und auch der Biomasse (das heißt biogene Festbrennstoffe und Biogas) weiter zunehmen, aber bis 2020 nicht die Bedeutung der Wasserkraft oder der Windenergie erlangen.

Bezogen auf die 2020 zu erwartende Stromerzeugung dürfte der Anteil des Stromes aus erneuerbaren Energien dann bei 30 % liegen. Damit ist zu erwarten, dass der Beitrag der erneuerbaren Energien an der Deckung der globalen Stromnachfrage tendenziell (verhalten) zunehmen wird.

Wärmebereitstellung

Die weltweite Wärmebereitstellung (Nutzwärme) aus erneuerbaren Energien betrug 2016 rund 26 bis 28 EJ (**Tabelle 4**). Biogene Festbrennstoffe tragen wie auch in den Vorjahren dabei mit rund 93 % zur insgesamt aus regenerativen Energien erzeugten Wärme bei. Im Vergleich dazu sind alle anderen Optionen zur Wärmebereitstellung (das heißt oberflächennahe und tiefe Geothermie, Solarthermie, Biogas) global gesehen von untergeordneter Bedeutung.

Verglichen mit der gesamten weltweiten Wärmebereitstellung von 184 EJ (2016) wird damit 2016 insgesamt etwa 14 % des Wärmebedarfs aus regenerativen Energien gedeckt.

Ausgehend von den untersuchten Entwicklungen dürfte 2020 die Wärmeerzeugung aus erneuerbaren Energien auf 28 bis 31 EJ (2020) ansteigen (Tabelle 4). Auch dann wird die feste Biomasse mit mehr als 91 % den mit Abstand größten Einzelbeitrag zu der insgesamt erzeugten Wärme leisten; Wärme aus Solarenergie bleibt trotz erheblicher Zuwächse mit 7 % der gesamten „regenerativen" Wärme auch bis 2020 von untergeordneter Bedeutung.

Verglichen mit der insgesamt für 2020 zu erwartenden weltweiten Wärmebereitstellung von 200 EJ (2020) stammen dann etwa ähnlich wie in 2016 rund 14 % aus regenerativen Energien.

Kraftstofferzeugung

Global wurden 2016 in Summe rund 2 264 PJ Bioethanol und etwa 1 011 PJ Biodiesel abgesetzt; das heißt, im letzten Jahr wurden insgesamt knapp 3,3 EJ an Biokraftstoffen global erzeugt (Tabelle 2). Verglichen mit der gesamten weltweiten Kraftstofferzeugung von 112 EJ (2016) entspricht dies einem Anteil von etwa 7 %.

Wird die Rahmensetzung bis 2020 nicht signifikant verändert, dürfte das heutige Marktvolumen weitgehend erhalten bleiben; das heißt, 2020 könnte der Biokraftstoffmarkt etwa 3,3 bis 3,5 EJ/a betragen. Auch die Marktanteile von Bioethanol und Biodiesel dürften sich nur wenig verändern. Bezogen auf die weltweite Kraftstofferzeugung tragen Biokraftstoffe dann ähnlich wie 2016 mit rund 7 % bei.

Primärenergieverbrauch

Auf Basis der Substitutionsmethode mit Umwandlungswirkungsgraden von fossilen Brennstoffen in elektrische Energie von 38 % und in Wärme von 100 % wurde 2016 weltweit maximal 142 EJ an fossiler Primärenergie durch den Einsatz von erneuerbaren Energien im Strom-, Wärme- und Transportsektor substituiert. Das entspricht einem Anteil von 24 bis 26 % (2016) am fossilen Primärenergieeinsatz (Öl, Gas, Kohle und Kernenergie).

Die Erwartungen für 2020 zeigen einen Anstieg des Anteils der durch erneuerbare Energien substituierbaren fossilen Primärenergie auf maximal 164 EJ.

	Installierte Leistung in GW		Wärmeerzeugung in PJ/a	
	Stand 2016	Ausblick 2020	Stand 2016	Ausblick 2020
Solarenergie	37	40	105	114
Geothermie	22	24	153	172
Wärmepumpensysteme	18	20	107	120
Tiefe Geothermie	4	4	46	52
Biomasse	115	123	3 919	4 093
Biogene Festbrennstoffe	110	117	3 758	3 866
Biogas	5	6	161	227
Summe EU	174	188	4 177	4 379

Tabelle 6 EU-weite Wärmeerzeugung durch regenerative Energien in 2016 und Ausblick 2020 (Werte zum Teil geschätzt, inklusive Wärme aus dem KWK-Prozess feste Biomasse und organische Abfälle).

	Leistung in GW				Stromerzeugung in TWh/a			
	Stand 2016		Ausblick 2020		Stand 2016		Ausblick 2020	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
Wasserkraft	148		235	240	351		366	
Lauf- und Speicherwasserkraft	148		235	240	350		365	
Meeresenergie	0		0		1		1	
Windenergie	154		190	210	303		375	410
Offshore	13		31		37		110	130
Onshore	142		159		264		265	280
Solarenergie	104		133	133	110	112	140	140
Solarthermie	3		3	3	5	7		
Photovoltaik	101		130		105		140	
Geothermie	1		1		7		8	
Biomasse	27	31	14	4	183		200	
Biogene Festbrennstoffe	16	19	17	21	97		105	
Organische Müllfraktion	3	4	3	4	22		25	
Biogas	8		10		64		70	
Summe weltweit	433	437	573	589	954	955	1089	1124

Tabelle 5 EU-weite Stromerzeugung aus regenerativen Energien in 2016 und Ausblick 2020 (Werte zum Teil geschätzt).

□ *EU*

Stromerzeugung

2016 waren in der EU etwa 430 GW an regenerativen Energieanlagen installiert, die knapp 1 000 TWh an elektrischer Energie eingespeist haben (**Tabelle 5**). Wasserkraftwerke lieferten mit 351 TWh (Primärenergieäquivalent von 3,3 EJ) (37 %) und Windkraftanlagen mit 303 TWh (rund 32 %) die größten Anteile. Energiewirtschaftlich bedeutend ist mit einem Anteil von rund 19 % auch die Stromerzeugung aus Biomasse. Aus Solarenergie stammten 2016 weitere knapp 12 % des Stroms aus regenerativen Energien.

Verglichen mit der gesamten Stromerzeugung in der EU von 3 247 TWh (2016) resultieren 2016 rund 29 % aus erneuerbaren Energien. Der Anteil der in Anlagen zur Nutzung regenerativer Energien installierten elektrischen Leistung an der EU-weit vorhandenen elektrischen Leistung liegt mit 22 % etwas höher; dies begründet sich in den zum Teil geringeren Volllaststunden beispielsweise der PV-Anlagen.

Auch die Stromerzeugung aus erneuerbaren Energien wird in der EU zukünftig ansteigen. Bis 2020 könnten etwa 1 089 bis 1 124 TWh bereitgestellt werden. Dabei werden die Wasserkraft und die Windenergie mit einem Anteil von jeweils rund einem Drittel die beiden wichtigsten erneuerbaren Energien für den Strommarkt bleiben. Auch die Stromerzeugung aus Solar-, Biomasse- und Geothermieanlagen werden weiter zunehmen; hier sind die größten Zuwächse aus der Photovoltaik zu erwarten.

Bezogen auf die 2020 zu erwartende Stromerzeugung dürfte der Anteil der elektrischen Energie aus erneuerbaren Energien bei 34 % liegen. Damit wird – politisch gewollt – der Beitrag der erneuerbaren Energien an der Deckung der Stromnachfrage in der EU tendenziell zunehmen.

Wärmebereitstellung

In der EU wurden 2016 knapp 4,2 EJ Wärme aus erneuerbaren Energien bereitgestellt (**Tabelle 6**). Das entspricht einem Anteil von rund 12 % an der gesamten europäischen Wärmeerzeugung. Dafür sind in der EU 173 GW an thermischer Leistung installiert. Bezogen auf die gesamte erneuerbare Wärmerzeugung stammt mit etwa 94 % der größte Anteil aus der Biomasse; biogene Festbrennstoffe tragen dazu mit etwa 3,8 EJ (2016) (96 %) und Biogas mit nur rund 161 PJ (4 %) bei. Der Anteil der Solarenergie liegt bei lediglich 3 % und der der Geothermie bei etwas über 3,5 % der Wärmeerzeugung aus erneuerbaren Energien in der EU.

Bis 2020 könnten – eine weitgehend ungestörte Entwicklung unterstellt – rund 4,4 EJ Wärme aus regenerativen Energien bereitgestellt werden; dies entspricht dann einer installierten thermischen Leistung von 187 GW. Dabei dürften mit einem Anteil von weiterhin etwa 95 % biogene Festbrennstoffe immer noch den mit Abstand größten Beitrag leisten. Auch werden sich die prozentualen Anteile zwischen den verschiedenen Energieträgern kaum ändern.

Kraftstofferzeugung

2016 wurden in der EU etwa 480 PJ aus Biokraftstoffen erzeugt. Biodiesel leistet dabei mit einem Anteil von 72 % den größten Beitrag (Tabelle 2). Verglichen mit dem gesamten in 2016 in der EU abgesetzten Kraftstoff von 15 EJ (2016) resultieren damit rund 3 % aus erneuerbaren Energien.

Aus den diskutierten Gründen sind bis 2020 keine signifikanten Änderungen bezüglich der Biokraftstofferzeugung in der EU zu erwarten; das heißt, für 2020 ist mit einer Biokraftstoffproduktion von 515 bis 520 PJ auszugehen. Verglichen mit dem gesamten für 2020 zu erwartenden Kraftstoffabsatz in der EU von 15 EJ (2020) werden damit rund 3,5 % aus erneuerbaren Energien bereitgestellt. Damit nimmt der Anteil der Biokraftstoffe tendenziell leicht zu.

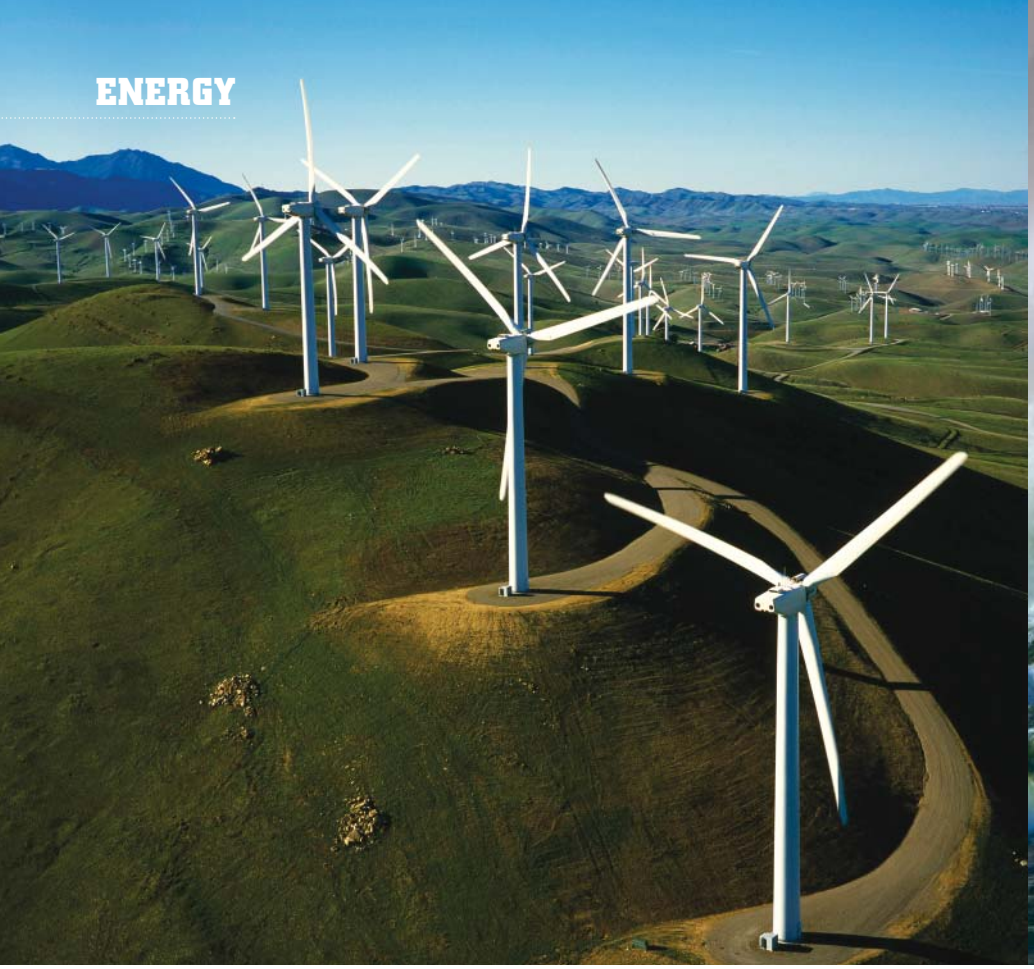
Primärenergieverbrauch

Europaweit können durch den Einsatz von erneuerbaren Energieträgern im Strom-, Wärme- und Kraftstoffmarkt 16 EJ (2016) beziehungsweise 18 EJ (2020) an fossiler Primärenergie eingespart werden. Das entspricht einem Anteil von 25 % (2016) beziehungsweise 28 % (2020) des fossilen Primärenergieeinsatzes an Kohle, Öl, Gas und Kernenergie.

Literatur

Die Literaturstellen zu dieser Jahresübersicht sind auf der BWK-Homepage über den Menüpunkt „Literaturverzeichnisse" aufrufbar.

i www.eBWK.de



A PATH TO SUSTAINABLE ENERGY BY 2030

Wind, water and solar technologies can provide 100 percent of the world's energy, eliminating all fossil fuels. HERE'S HOW

By Mark Z. Jacobson and Mark A. Delucchi

In December leaders from around the world will meet in Copenhagen to try to agree on cutting back greenhouse gas emissions for decades to come. The most effective step to implement that goal would be a massive shift away from fossil fuels to clean, renewable energy sources. If leaders can have confidence that such a transformation is possible, they might commit to an historic agreement. We think they can.

A year ago former vice president Al Gore threw down a gauntlet: to repower America with 100 percent carbon-free electricity within 10 years. As the two of us started to evaluate the feasibility of such a change, we took on an even larger challenge: to determine how 100 percent of the world's energy, for *all* purposes, could be supplied by wind, water and solar resources, by as early as 2030. Our plan is presented here.

Scientists have been building to this moment for at least a decade, analyzing various pieces of the challenge. Most recently, a 2009 Stanford University study ranked energy systems according to their impacts on global warming, pollution, water supply, land use, wildlife and other concerns. The very best options were wind, solar, geothermal, tidal and hydroelectric power—all of which are driven by wind, water or sunlight (referred to as WWS). Nuclear power, coal with carbon capture, and ethanol were all poorer options, as were oil and natural gas. The study also found that battery-electric vehicles and hydrogen fuel-cell vehicles recharged by WWS options would largely eliminate pollution from the transportation sector.

Our plan calls for millions of wind turbines, water machines and solar installations. The numbers are large, but the scale is not an insurmountable hurdle; society has achieved massive

JOHN LEE *Aurora Photos (wind farm)*; BILL HEINSOHN *Aurora Photos (dam)*

HO/REUTERS/CORBIS (*solar panels*)

transformations before. During World War II, the U.S. retooled automobile factories to produce 300,000 aircraft, and other countries produced 486,000 more. In 1956 the U.S. began building the Interstate Highway System, which after 35 years extended for 47,000 miles, changing commerce and society.

Is it feasible to transform the world's energy systems? Could it be accomplished in two decades? The answers depend on the technologies chosen, the availability of critical materials, and economic and political factors.

Clean Technologies Only

Renewable energy comes from enticing sources: wind, which also produces waves; water, which includes hydroelectric, tidal and geothermal energy (water heated by hot underground rock); and sun, which includes photovoltaics and solar power plants that focus sunlight to heat a fluid that drives a turbine to generate electricity. Our plan includes only technologies that work or are close to working today on a large scale, rather than those that may exist 20 or 30 years from now.

To ensure that our system remains clean, we consider only technologies that have near-zero emissions of greenhouse gases and air pollutants over their entire life cycle, including construction, operation and decommissioning. For example, when burned in vehicles, even the most ecologically acceptable sources of ethanol create air pollution that will cause the same mortality level as when gasoline is burned. Nuclear power results in up to 25 times more carbon emissions than wind energy, when reactor construction and uranium refining and transport are considered. Carbon capture and sequestration technology can reduce carbon dioxide emissions from coal-fired power plants but will *increase* air pollutants and will extend all the other deleterious effects of coal mining, transport and processing, because more coal must be burned to power the capture and storage steps. Similarly, we consider only technologies that do not present significant waste disposal or terrorism risks.

In our plan, WWS will supply electric power for heating and transportation—industries that will have to revamp if the world has any hope of slowing climate change. We have assumed that most fossil-fuel heating (as well as ovens and stoves) can be replaced by electric systems and that most fossil-fuel transportation can be replaced by battery and fuel-cell vehicles. Hydrogen, produced by using WWS electricity to split water (electrolysis), would power fuel cells and be burned in airplanes and by industry.

KEY CONCEPTS

- Supplies of wind and solar energy on accessible land dwarf the energy consumed by people around the globe.
- The authors' plan calls for 3.8 million large wind turbines, 90,000 solar plants, and numerous geothermal, tidal and rooftop photovoltaic installations worldwide.
- The cost of generating and transmitting power would be less than the projected cost per kilowatt-hour for fossil-fuel and nuclear power.
- Shortages of a few specialty materials, along with lack of political will, loom as the greatest obstacles.

—The Editors

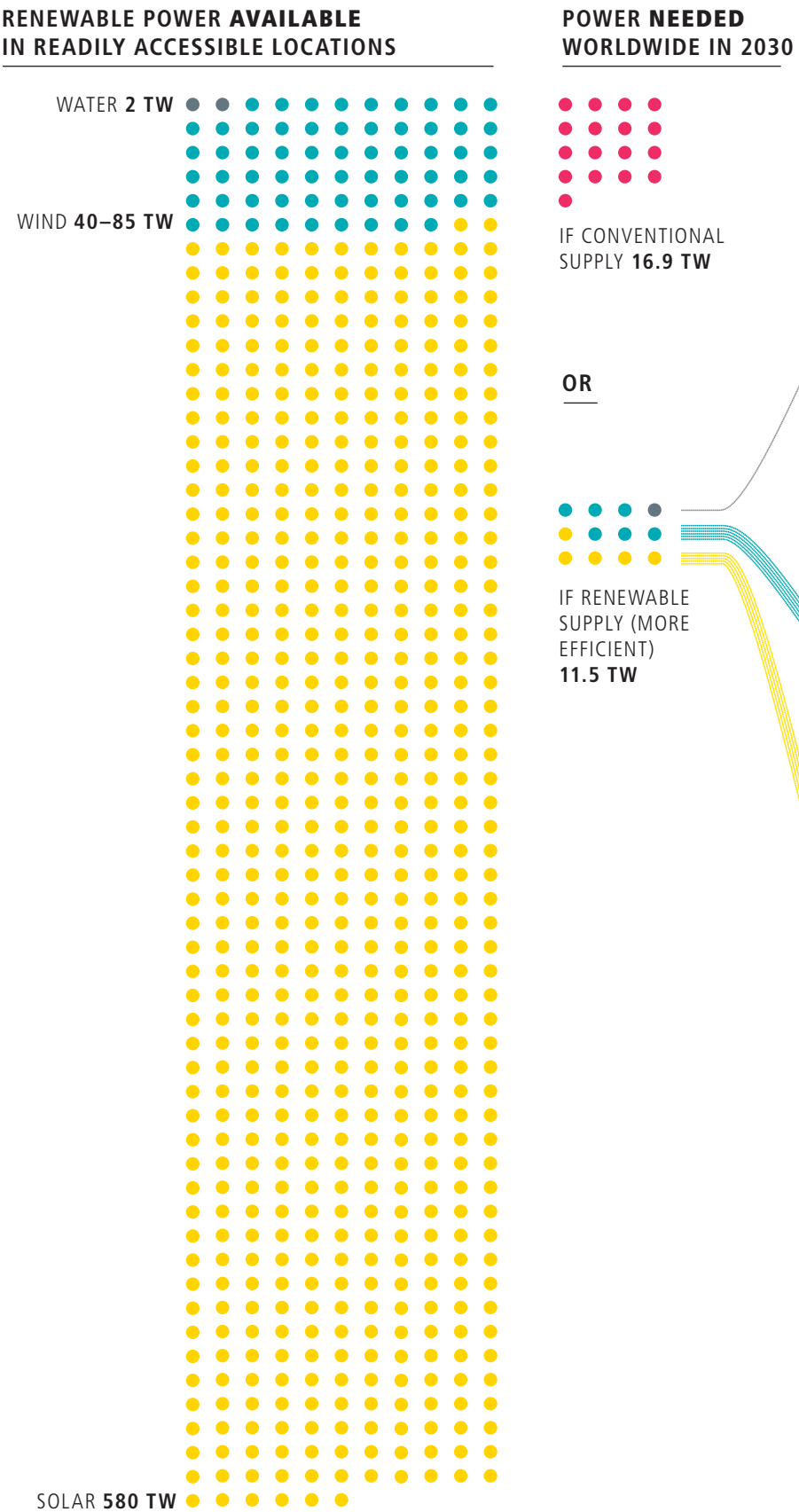
Plenty of Supply

Today the maximum power consumed worldwide at any given moment is about 12.5 trillion watts (terawatts, or TW), according to the U.S. Energy Information Administration. The agency projects that in 2030 the world will require 16.9 TW of power as global population and living standards rise, with about 2.8 TW in the U.S. The mix of sources is similar to today's, heavily dependent on fossil fuels. If, however, the planet were powered entirely by WWS, with no fossil-fuel or biomass combustion, an intriguing savings would occur. Global power demand would be only 11.5 TW, and U.S. demand would be 1.8 TW. That decline occurs because, in most cases, electrification is a more efficient way to use energy. For example, only 17 to 20 percent of the energy in gasoline is used to move a vehicle (the rest is wasted as heat), whereas 75 to 86 percent of the electricity delivered to an electric vehicle goes into motion.

Even if demand did rise to 16.9 TW, WWS sources could provide far more power. Detailed studies by us and others indicate that energy from the wind, worldwide, is about 1,700 TW. Solar, alone, offers 6,500 TW. Of course, wind and sun out in the open seas, over high mountains and across protected regions would not be available. If we subtract these and low-wind areas not likely to be developed, we are still left with 40 to 85 TW for wind and 580 TW for solar, each far beyond future human demand. Yet currently we generate only 0.02 TW of wind power and 0.008 TW of solar. These sources hold an incredible amount of untapped potential.

The other WWS technologies will help create a flexible range of options. Although all the sources can expand greatly, for practical reasons, wave power can be extracted only near coastal areas. Many geothermal sources are too deep to be tapped economically. And even though hydroelectric power now exceeds all other WWS sources, most of the suitable large reservoirs are already in use.

MW – MEGAWATT = 1 MILLION WATTS
GW – GIGAWATT = 1 BILLION WATTS
TW – TERAWATT = 1 TRILLION WATTS



The Editors welcome responses to this article. To comment and to see more detailed calculations, go to **www.ScientificAmerican.com/sustainable-energy**

RENEWABLE INSTALLATIONS REQUIRED WORLDWIDE

WATER **1.1 TW** (9% OF SUPPLY)

490,000
TIDAL TURBINES – 1 MW* – <1% IN PLACE
*size of unit

5,350
GEOTHERMAL PLANTS – 100 MW – 2% IN PLACE

900
HYDROELECTRIC PLANTS – 1,300 MW – 70% IN PLACE

WIND **5.8 TW** (51% OF SUPPLY)

3,800,000
WIND TURBINES – 5 MW – 1% IN PLACE

720,000
WAVE CONVERTERS* – 0.75 MW – <1% IN PLACE
*wind drives waves

SOLAR **4.6 TW** (40% OF SUPPLY)

1,700,000,000
ROOFTOP PHOTOVOLTAIC SYSTEMS* – 0.003 MW – <1% IN PLACE
*sized for a modest house; a commercial roof might have dozens of systems

49,000
CONCENTRATED SOLAR POWER PLANTS – 300 MW – <1% IN PLACE

40,000
PHOTOVOLTAIC POWER PLANTS – 300 MW – <1% IN PLACE

CATALOGTREE (*illustrations*); NICHOLAS EVELEIGH *Getty Images* (*plug*)

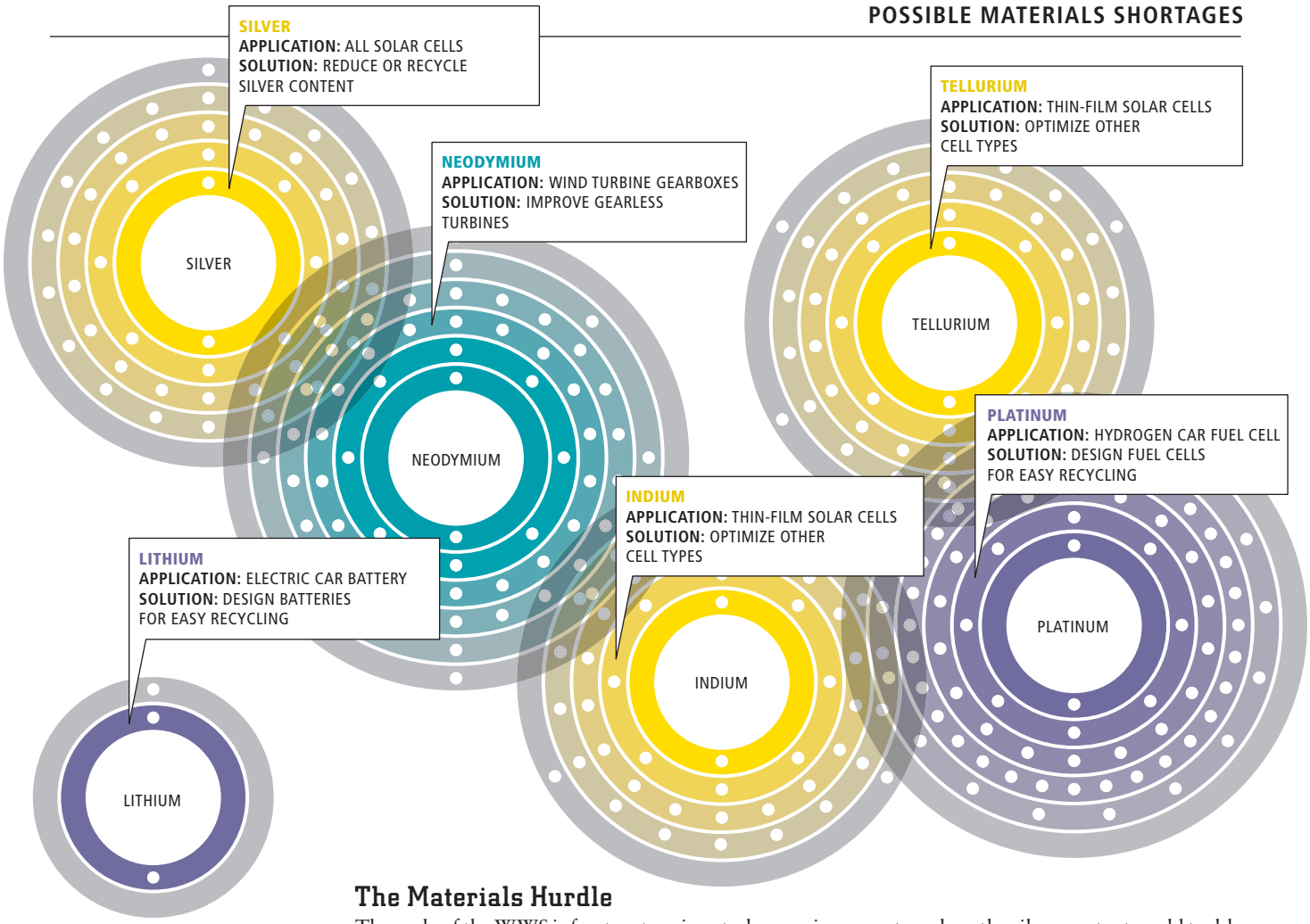
The Plan: Power Plants Required

Clearly, enough renewable energy exists. How, then, would we transition to a new infrastructure to provide the world with 11.5 TW? We have chosen a mix of technologies emphasizing wind and solar, with about 9 percent of demand met by mature water-related methods. (Other combinations of wind and solar could be as successful.)

Wind supplies 51 percent of the demand, provided by 3.8 million large wind turbines (each rated at five megawatts) worldwide. Although that quantity may sound enormous, it is interesting to note that the world manufactures 73 million cars and light trucks *every year*. Another 40 percent of the power comes from photovoltaics and concentrated solar plants, with about 30 percent of the photovoltaic output from rooftop panels on homes and commercial buildings. About 89,000 photovoltaic and concentrated solar power plants, averaging 300 megawatts apiece, would be needed. Our mix also includes 900 hydroelectric stations worldwide, 70 percent of which are already in place.

Only about 0.8 percent of the wind base is installed today. The worldwide footprint of the 3.8 million turbines would be less than 50 square kilometers (smaller than Manhattan). When the needed spacing between them is figured, they would occupy about 1 percent of the earth's land, but the empty space among turbines could be used for agriculture or ranching or as open land or ocean. The nonrooftop photovoltaics and concentrated solar plants would occupy about 0.33 percent of the planet's land. Building such an extensive infrastructure will take time. But so did the current power plant network. And remember that if we stick with fossil fuels, demand by 2030 will rise to 16.9 TW, requiring about 13,000 large new coal plants, which themselves would occupy a lot more land, as would the mining to supply them.

POSSIBLE MATERIALS SHORTAGES



The Materials Hurdle

The scale of the WWS infrastructure is not a barrier. But a few materials needed to build it could be scarce or subject to price manipulation.

Enough concrete and steel exist for the millions of wind turbines, and both those commodities are fully recyclable. The most problematic materials may be rare-earth metals such as neodymium used in turbine gearboxes. Although the metals are not in short supply, the low-cost sources are concentrated in China, so countries such as the U.S. could be trading dependence on Middle Eastern oil for dependence on Far Eastern metals. Manufacturers are moving toward gearless turbines, however, so that limitation may become moot.

Photovoltaic cells rely on amorphous or crystalline silicon, cadmium telluride, or copper indium selenide and sulfide. Limited supplies of tellurium and indium could reduce the prospects for some types of thin-film solar cells, though not for all; the other types might be able to take up the slack. Large-scale production could be restricted by the silver that cells require, but finding ways to reduce the silver content could tackle that hurdle. Recycling parts from old cells could ameliorate material difficulties as well.

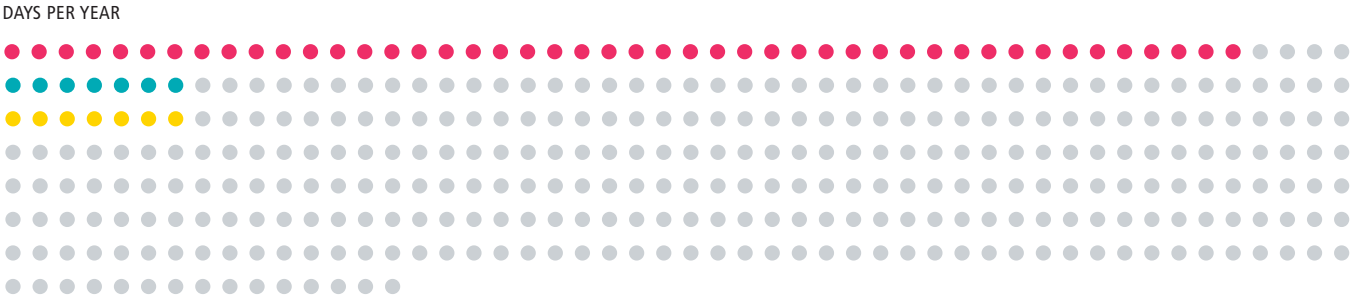
Three components could pose challenges for building millions of electric vehicles: rare-earth metals for electric motors, lithium for lithium-ion batteries and platinum for fuel cells. More than half the world's lithium reserves lie in Bolivia and Chile. That concentration, combined with rapidly growing demand, could raise prices significantly. More problematic is the claim by Meridian International Research that not enough economically recoverable lithium exists to build anywhere near the number of batteries needed in a global electric-vehicle economy. Recycling could change the equation, but the economics of recycling depend in part on whether batteries are made with easy recyclability in mind, an issue the industry is aware of. The long-term use of platinum also depends on recycling; current available reserves would sustain annual production of 20 million fuel-cell vehicles, along with existing industrial uses, for fewer than 100 years.

[THE AUTHORS]

Mark Z. Jacobson is professor of civil and environmental engineering at Stanford University and director of the Atmosphere/Energy Program there. He develops computer models to study the effects of energy technologies and their emissions on climate and air pollution. **Mark A. Delucchi** is a research scientist at the Institute of Transportation Studies at the University of California, Davis. He focuses on energy, environmental and economic analyses of advanced, sustainable transportation fuels, vehicles and systems.

CATALOGTREE (*illustration*); COURTESY OF MARK Z. JACOBSON (*Jacobson*); COURTESY OF KAREN DELUCCHI (*Delucchi*)

AVERAGE DOWNTIME FOR ANNUAL MAINTENANCE



Smart Mix for Reliability

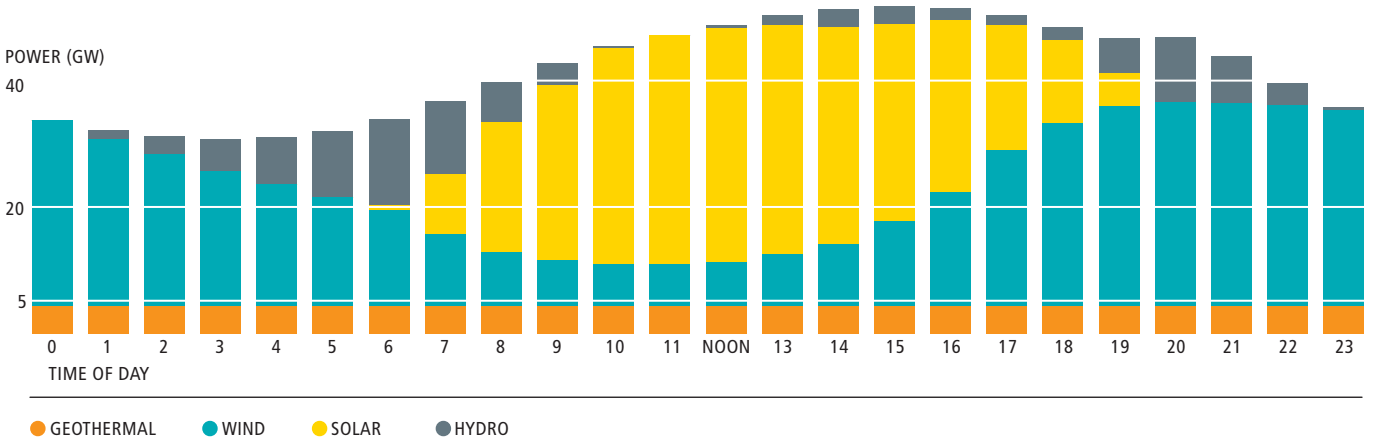
A new infrastructure must provide energy on demand at least as reliably as the existing infrastructure. WWS technologies generally suffer less downtime than traditional sources. The average U.S. coal plant is offline 12.5 percent of the year for scheduled and unscheduled maintenance. Modern wind turbines have a down time of less than 2 percent on land and less than 5 percent at sea. Photovoltaic systems are also at less than 2 percent. Moreover, when an individual wind, solar or wave device is down, only a small fraction of production is affected; when a coal, nuclear or natural gas plant goes offline, a large chunk of generation is lost.

The main WWS challenge is that the wind does not always blow and the sun does not always shine in a given location. Intermittency problems can be mitigated by a smart balance of sources, such as generating a base supply from steady geothermal or tidal power, relying on wind at night when it is often plentiful, using solar by day and turning to a reliable source such as hydroelectric that can be turned on and off quickly to smooth out supply or meet peak demand. For example, interconnecting wind farms that are only 100 to 200 miles apart can compensate for hours of zero power at any one farm should the wind not be blowing there. Also helpful is interconnecting geographically dispersed sources so they can back up one another, installing smart electric meters in homes that automatically recharge electric vehicles when demand is low and building facilities that store power for later use.

Because the wind often blows during stormy conditions when the sun does not shine and the sun often shines on calm days with little wind, combining wind and solar can go a long way toward meeting demand, especially when geothermal provides a steady base and hydroelectric can be called on to fill in the gaps.

▼ CALIFORNIA CASE STUDY: To show the power of combining resources, Graeme Hoste of Stanford University recently calculated how a mix of four renewable sources, in 2020, could generate 100 percent of California's electricity around the clock, on a typical July day. The hydroelectric capacity needed is already in place.

CLEAN ELECTRICITY 24/7



CATALOGTREE

As Cheap as Coal

The mix of WWS sources in our plan can reliably supply the residential, commercial, industrial and transportation sectors. The logical next question is whether the power would be affordable. For each technology, we calculated how much it would cost a producer to generate power and transmit it across the grid. We included the annualized cost of capital, land, operations, maintenance, energy storage to help offset intermittent supply, and transmission. Today the cost of wind, geothermal and hydroelectric are all less than seven cents a kilowatt-hour (¢/kWh); wave and solar are higher. But by 2020 and beyond wind, wave and hydro are expected to be 4¢/kWh or less.

For comparison, the average cost in the U.S. in 2007 of conventional power generation and transmission was about 7¢/kWh, and it is projected to be 8¢/kWh in 2020. Power from wind turbines, for example, already costs about the same or less than it does from a new coal or natural gas plant, and in the future wind power is expected to be the least costly of all options. The competitive cost of wind has made it the second-largest source of new electric power generation in the U.S. for the past three years, behind natural gas and ahead of coal.

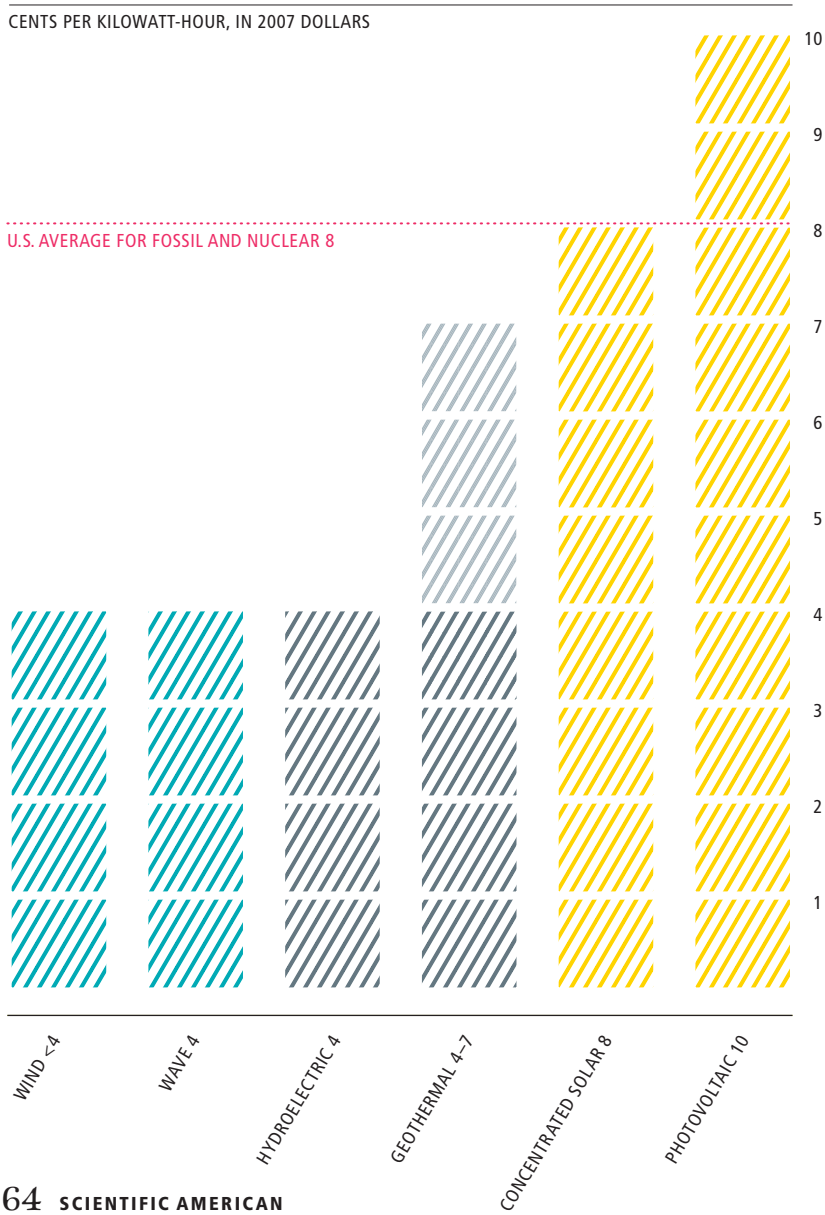
Solar power is relatively expensive now but should be competitive as early as 2020. A careful analysis by Vasilis Fthenakis of Brookhaven National Laboratory indicates that within 10 years, photovoltaic system costs could drop to about 10¢/kWh, including long-distance transmission and the cost of compressed-air storage of power for use at night. The same analysis estimates that concentrated solar power systems with enough thermal storage to generate electricity 24 hours a day in spring, summer and fall could deliver electricity at 10¢/kWh or less.

Transportation in a WWS world will be driven by batteries or fuel cells, so we should compare the economics of these electric vehicles with that of internal-combustion-engine vehicles. Detailed analyses by one of us (Delucchi) and Tim Lipman of the University of California, Berkeley, have indicated that mass-produced electric vehicles with advanced lithium-ion or nickel metal-hydride batteries could have a full lifetime cost per mile (including battery replacements) that is comparable with that of a gasoline vehicle, when gasoline sells for more than $2 a gallon.

When the so-called externality costs (the monetary value of damages to human health, the environment and climate) of fossil-fuel generation are taken into account, WWS technologies become even more cost-competitive.

Overall construction cost for a WWS system might be on the order of $100 trillion worldwide, over 20 years, not including transmission. But this is not money handed out by governments or consumers. It is investment that is paid back through the sale of electricity and energy. And again, relying on traditional sources would raise output from 12.5 to 16.9 TW, requiring thousands more of those plants, costing roughly $10 trillion, not to mention tens of trillions of dollars more in health, environmental and security costs. The WWS plan gives the world a new, clean, efficient energy system rather than an old, dirty, inefficient one.

COST TO GENERATE AND TRANSMIT POWER IN 2020



CATALOGTREE

▲ COAL MINERS and other fossil-fuel workers, unions and lobbyists are likely to resist a transformation to clean energy; political leaders will have to champion the cause.

Political Will

Our analyses strongly suggest that the costs of WWS will become competitive with traditional sources. In the interim, however, certain forms of WWS power will be significantly more costly than fossil power. Some combination of WWS subsidies and carbon taxes would thus be needed for a time. A feed-in tariff (FIT) program to cover the difference between generation cost and wholesale electricity prices is especially effective at scaling-up new technologies. Combining FITs with a so-called declining clock auction, in which the right to sell power to the grid goes to the lowest bidders, provides continuing incentive for WWS developers to lower costs. As that happens, FITs can be phased out. FITs have been implemented in a number of European countries and a few U.S. states and have been quite successful in stimulating solar power in Germany.

Taxing fossil fuels or their use to reflect their environmental damages also makes sense. But at a minimum, existing subsidies for fossil energy, such as tax benefits for exploration and extraction, should be eliminated to level the playing field. Misguided promotion of alternatives that are less desirable than WWS power, such as farm and production subsidies for biofuels, should also be ended, because it delays deployment of cleaner systems. For their part, legislators crafting policy must find ways to resist lobbying by the entrenched energy industries.

Finally, each nation needs to be willing to invest in a robust, long-distance transmission system that can carry large quantities of WWS power from remote regions where it is often greatest—such as the Great Plains for wind and the desert Southwest for solar in the U.S.—to centers of consumption, typically cities. Reducing consumer demand during peak usage periods also requires a smart grid that gives generators and consumers much more control over electricity usage hour by hour.

A large-scale wind, water and solar energy system can reliably supply the world's needs, significantly benefiting climate, air quality, water quality, ecology and energy security. As we have shown, the obstacles are primarily political, not technical. A combination of feed-in tariffs plus incentives for providers to reduce costs, elimination of fossil subsidies and an intelligently expanded grid could be enough to ensure rapid deployment. Of course, changes in the real-world power and transportation industries will have to overcome sunk investments in existing infrastructure. But with sensible policies, nations could set a goal of generating 25 percent of their new energy supply with WWS sources in 10 to 15 years and almost 100 percent of new supply in 20 to 30 years. With extremely aggressive policies, all existing fossil-fuel capacity could theoretically be retired and replaced in the same period, but with more modest and likely policies full replacement may take 40 to 50 years. Either way, clear leadership is needed, or else nations will keep trying technologies promoted by industries rather than vetted by scientists.

A decade ago it was not clear that a global WWS system would be technically or economically feasible. Having shown that it is, we hope global leaders can figure out how to make WWS power politically feasible as well. They can start by committing to meaningful climate and renewable energy goals now. ■

➥ MORE TO EXPLORE

Stabilization Wedges: Solving the Climate Problem for the Next 50 Years with Current Technologies. S. Pacala and R. Socolow in *Science*, Vol. 305, pages 968–972; 2004.

Evaluation of Global Wind Power. Cristina L. Archer and Mark Z. Jacobson in *Journal of Geophysical Research—Atmospheres*, Vol. 110, D12110; June 30, 2005.

Going Completely Renewable: Is It Possible (Let Alone Desirable)? B. K. Sovacool and C. Watts in *The Electricity Journal*, Vol. 22, No. 4, pages 95–111; 2009.

Review of Solutions to Global Warming, Air Pollution, and Energy Security. M. Z. Jacobson in *Energy and Environmental Science*, Vol. 2, pages 148–173; 2009.

The Technical, Geographical, and Economic Feasibility for Solar Energy to Supply the Energy Needs of the U.S. V. Fthenakis, J. E. Mason and K. Zweibel in *Energy Policy*, Vol. 37, pages 387–399; 2009.

JEFF GENTNER *AP Photo (protesters)*; DON FARRALL *Getty Images (coal)*

100 % erneuerbare Energie für Österreich – Ist das möglich?

Wolfgang Sanz und Philipp Mandl
Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik
Technische Universität Graz

EnInnov2020
16. Symposium Energieinnovation | 12.02.–14.02.2020

Einleitung

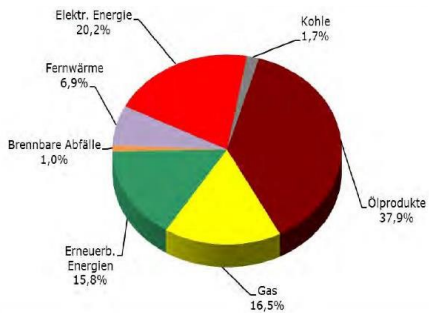
- 21. UN-Klimakonferenz in Paris 2015: 2° Ziel
- Treibhausgase von derzeit 40 Gt auf null bis 2050
- Österreich: klimaneutral bis 2040
- Ab 2020 ein schrittweiser Ausstieg bei Raumwärme
- Bis 2030: Strom zu 100 % aus erneuerbaren Energieträgern

Fragestellung

- **Was bedeutet es, Österreich klimaneutral zu machen?**
- **Bachelorarbeit P. Mandl (2016): "Kann Österreich vollständig durch Wind- oder Solarkraft versorgt werden?"**
- **Ausgangspunkt: Energiedaten 2014**

Energetischer Endverbrauch 2014

Gesamtverbrauch 2014	1063,2 PJ	
Aufteilung des energetischen Endverbrauchs im Jahr 2014		
Energieart	%	PJ
Ölprodukte	37,9%	402,95
Elektr. Energie	20,2%	214,77
Gas	16,5%	175,43
Erneuerbare Energien	15,8%	167,99
Fernwärme	6,9%	73,36
Kohle	1,7%	18,07
Brennbare Abfälle	1,0%	10,63
	100,0%	1063,20



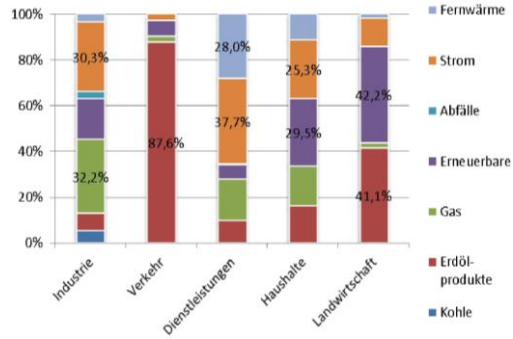
2014: 1063 PJ (2018: 1122 PJ)

Endverbrauch nach Sektoren 2014

Gesamtverbrauch 2014	1063,2 PJ	
Aufteilung des energetischen Endverbrauchs im Jahr 2014		
Sektor	%	PJ
Verkehr	34,5%	366,80
Produzierender Bereich	29,7%	315,77
Private Haushalte	22,3%	237,09
Dienstleistungen	11,4%	121,20
Landwirtschaft	2,1%	22,33
	100,0%	1063,20

Strom 215 PJ (orange)

erneuerbarer Anteil 77 %



Fossiler Endverbrauch 2014

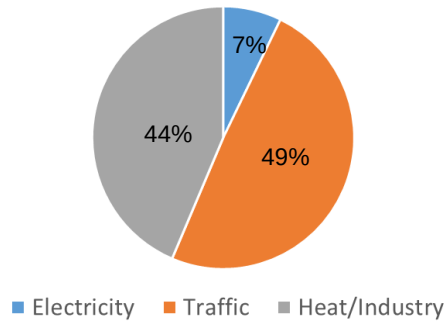
Fossiler Endverbrauch für die Sektoren

- Strom

- Verkehr

- Wärme

	PJ
Strom	48,68
Verkehr	334,89
Wärme	296,48
Summe	680,06



3 Szenarien

I. Nur Strom aus Windkraft und/oder Photovoltaik, wobei das Stromangebot sofort genutzt wird (**Vergleichsszenario**)

II. Pessimistisches Szenario: Hoher Bedarf an Stromspeicherung durch Erzeugung von Wasserstoff:
- Verkehr zu 100% mit Wasserstoff
- Wärme zu 50% durch Wasserstoff
- Strom zu 50% in GuD-Kraftwerken aus Wasserstoff

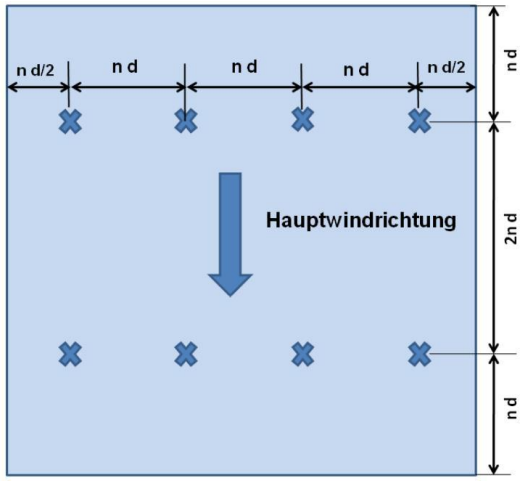
III. Optimistisches Szenario:
- Verkehr zu 20% mit Wasserstoff
- Wärme zu 20% durch Wasserstoff
- Strom zu 10% in GuD-Kraftwerken aus Wasserstoff

Annahmen

Windturbine	Siemens SWT-3.4-108
Leistung [MW]	3.4
Rotordurchmesser D [m]	108
Volllaststunden [h]	1925
Abstandsfaktor n [-]	4
Leistung je m^2 [W/m^2]	9.11
Erzielbare Jahresarbeit je m^2 [kWh/m^2]	17.53
Photovoltaik	Hochleistungsmodul
Leistung je m^2 [Wp/m^2]	170
Volllaststunden [h]	1000
Erzielbare Jahresarbeit je m^2 [kWh/m^2]	170
Energiespeicher	Wasserstoff
Wirkungsgrad von Elektrolyse und Verdichtung [%]	75
Wirkungsgradverhältnis E-Motor/Verbrennungsmotor [-]	3
Nettowirkungsgrad der Verstromung im Kraftwerk [%]	60
Wirkungsgrad Wärmeerzeugung [%]	95

Abstandsfaktor

$n = 4 – 5$ $A = 2n^2d^2$



Annahmen

Windturbine	Siemens SWT-3.4-108
Leistung [MW]	3.4
Rotordurchmesser D [m]	108
Volllaststunden [h]	1925
Abstandsfaktor n [-]	4
Leistung je m² [W/m²]	9.11
Erzielbare Jahresarbeit je m² [kWh/m²]	17.53
Photovoltaik	Hochleistungsmodul
Leistung je m² [Wp/m²]	170
Volllaststunden [h]	1000
Erzielbare Jahresarbeit je m² [kWh/m²]	170
Energiespeicher	Wasserstoff
Wirkungsgrad von Elektrolyse und Verdichtung [%]	75
Wirkungsgradverhältnis E-Motor/Verbrennungsmotor [-]	3
Nettowirkungsgrad der Verstromung im Kraftwerk [%]	60
Wirkungsgrad Wärmeerzeugung [%]	95

Ausgangsszenario I - Ergebnis

Benötigte Jahresenergiemenge [PJ]	457
Windkraftanlagen	
Anzahl Windturbinen	19 390
Zu installierende Leistung [GW]	65,9
Installierte Anlagen (2018) [8]	1 340
Installierte Leistung (2018) [GW] [4]	3,1
Theoretisch max. mobilisierbares Potential [GW] [9]	23,8
Flächenbedarf [km²]	7 238
Gesamtfläche Österreichs [km²]	83 879
Ackerfläche in Österreich [km²] [10]	13 517
Photovoltaik	
Zu installierende Leistung PV [GWp]	126,9
Installierte Leistung (2018) [GWp] [4]	1,4
An Gebäuden installierbare Leistung [GWp] [11]	23
Flächenbedarf [km²]	742
Geeignete Gebäudeflächen in Österreich [km²] [11]	191

Elektro-motor

15fach
20fach

8% Österr.
54% Ackerland

90fach

3,9fach

Pessimistisches Szenario II - Ergebnis

Benötigte Jahresenergiemenge [PJ]	881
Windkraftanlagen	
Anzahl Windturbinen	37 408
Zu installierende Leistung [GW]	127,2
Flächenbedarf [km²]	13 953
Photovoltaik	
Zu installierende Leistung PV [GWp]	244,8
Flächenbedarf [km²]	1432

80 %
Elektrolyse

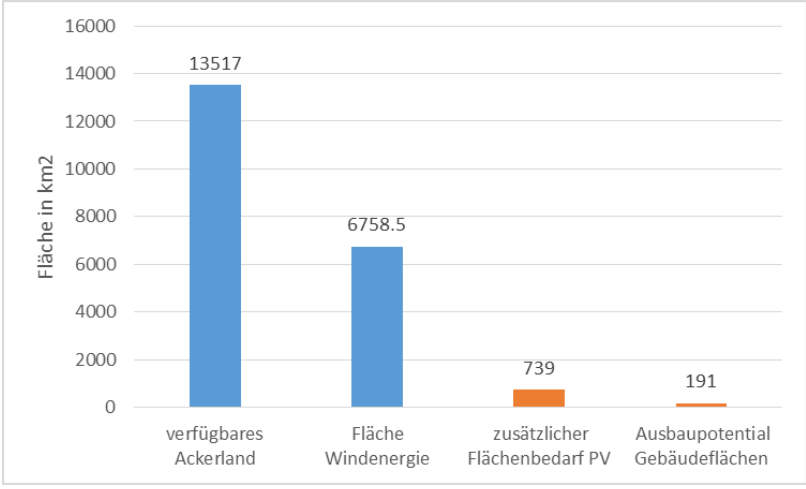
28fach
41fach

103%
Ackerland

180fach
7,5fach

Pessimistisches Szenario II

Flächenbedarf bei Nutzung von 50% des Ackerlandes für Windenergie



Optimistisches Szenario III - Ergebnis

Benötigte Jahresenergiemenge [PJ]	554
Windkraftanlagen	
Anzahl Windturbinen	23 501
Zu installierende Leistung [GW]	79,9
Flächenbedarf [km²]	8 774
Photovoltaik	
Zu installierende Leistung PV [GWp]	153,8
Flächenbedarf [km²]	900

35 % Elektrolyse

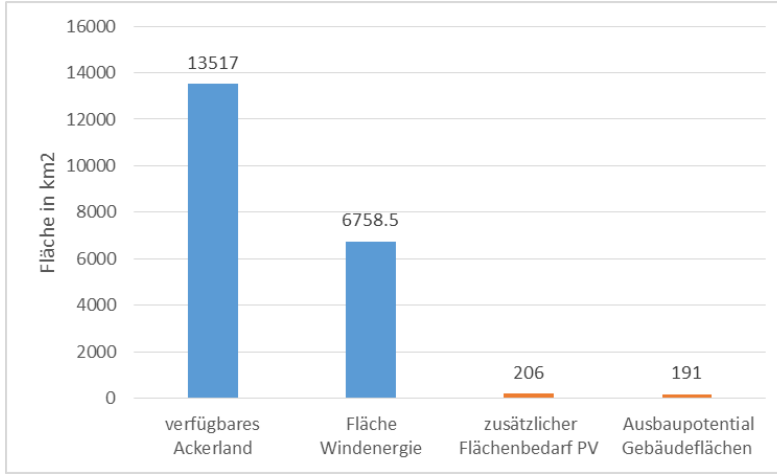
17,5fach
25fach

65% Ackerland

110fach
4,7fach

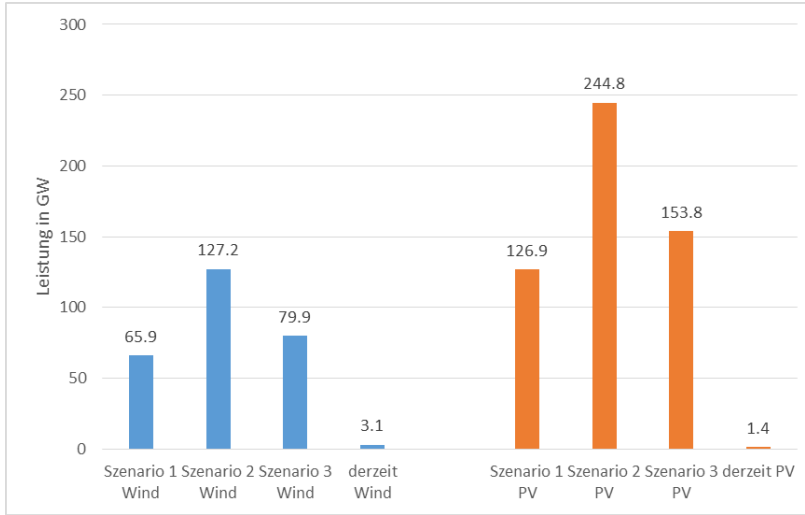
Optimistisches Szenario III

Flächenbedarf bei Nutzung von 50% des Ackerlandes für Windenergie



Szenarienvergleich

Zu installierende bzw. installierte Leistung in GW



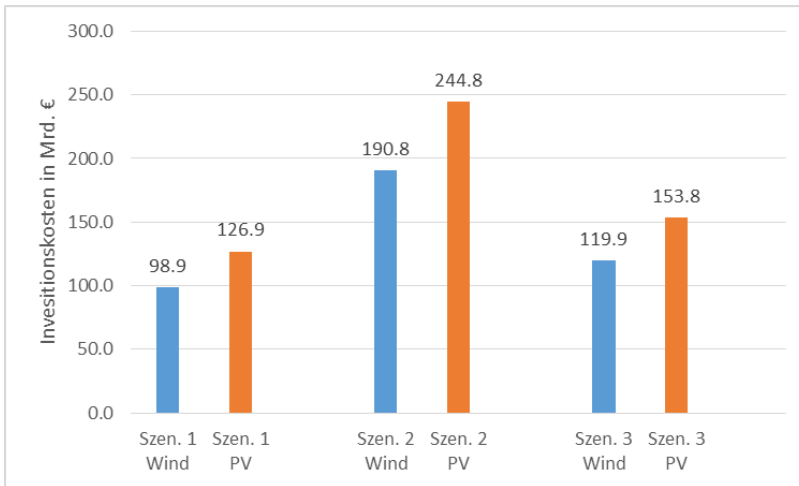
Investitionsbedarf - Kosten

Windturbine	Siemens SWT-3.4-108
Leistung [MW]	3.4
Spezifische Investitionskosten [€/kW]	1500
Photovoltaik	Hochleistungsmodul
Leistung je m² [Wp/m²]	170
Spezifische Investitionskosten [€/kWp]	1000

- Wind: 2 Studien (D, A): 1520 – 1600 €/kW inkl. aller Nebenkosten
- PV: Studie D: 1200 €/kWp für Kleinanlagen, aber deutliche Reduktion bei steigender Gesamtleistung

Investitionsbedarf

BIP 2018: 386 Mrd. € ⇨ **Szenario 3: ca. 1.8% / Jahr für 2020-2040**



Fazit und Ausblick

- **Was ist notwendig, wenn der bestehende Energiebedarf nur durch Wind- oder PV-Anlagen in Form von Strom bereitgestellt wird?**
- **Windkraft: 20-40fache der derzeit installierten Leistung**
- **PV: 90-180fache der derzeit installierten Leistung**
- **Flächenbedarf für Szenario III:**
  Wind: ca. 10% der Fläche Österreichs bzw. 65% des Ackerlandes
  PV: 4,5fache der geeigneten Gebäudeflächen
- **Klimaneutralität bis 2040 ist eine riesige Herausforderung**
- **Energieeinsparungen, Gebäudeisolierungen, Verhaltensänderungen, … notwendig**
- **Evtl. Carbon Capture and Storage als Übergangstechnologie (Graz Cycle)**

Wind Energy Update

Offshore Wind Energy Supply Chain Conference

2-3 March 2011

Vattenfall Presentation

David Hodkinson

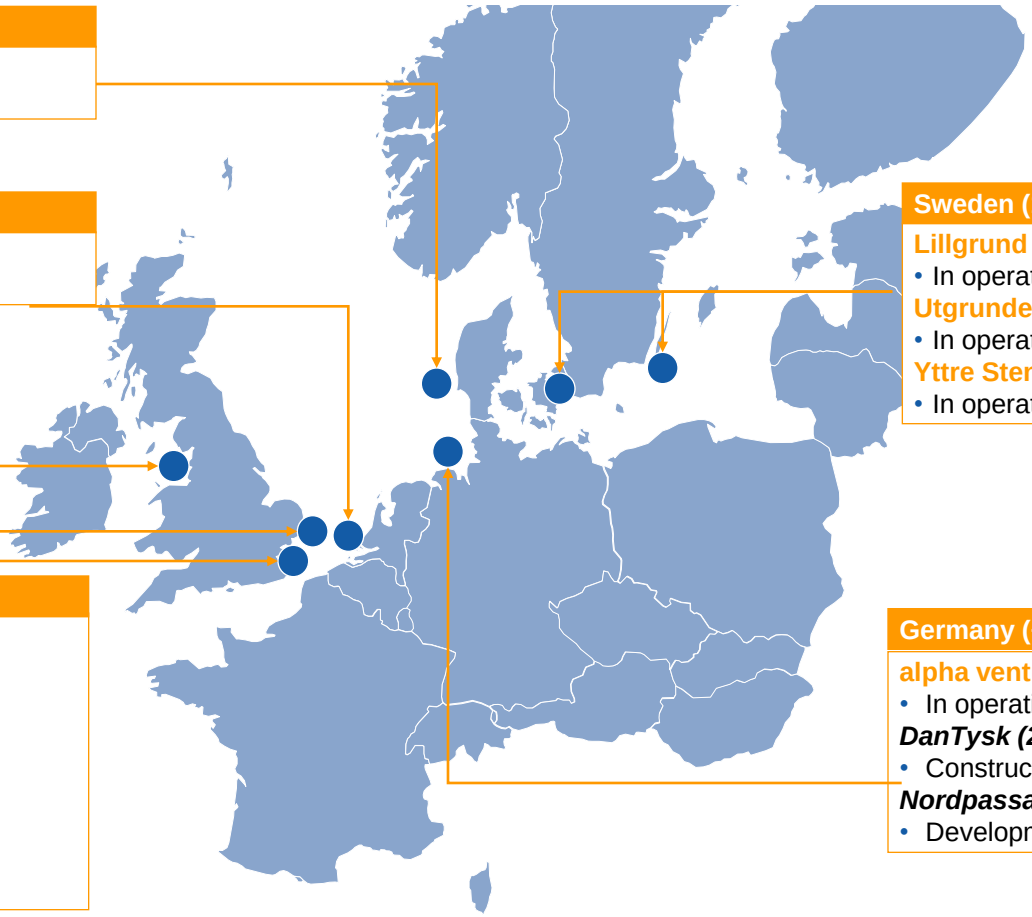
Vattenfall Offshore Wind Portfolio

Denmark (160 MW)

Horns Rev I (160 MW)
- In operation since 2002

Netherlands (108 MW)

Egmond aan Zee (108 MW)
- In operation since 2007



Sweden (130 MW)

Lillgrund (110 MW)
- In operation since 2007

Utgrunden (10 MW)
- In operation since 2000

Yttre Stengrund (10 MW)
- In operation since 2001

United Kingdom (> 7 GW)

Kentish Flats (90 MW)
- In operation since 2005
- Extension under development

Thanet (300 MW)
- In operation since 2010

Ormonde (150 MW)
- Commissioning 2011

East Anglia (up to 7.2 GW)
- Development

Germany (~750 MW)

alpha ventus (60 MW)
- In operation since 2010

DanTysk (288 MW)
- Construction 2012/13

Nordpassage (~400 MW)
- Development

VATTENFALL

Thanet Facts

- Depth of water at the site is 20-30 metres
- Foundation type monopiles
- 100 WTG V90 3MW each – total installed 300 MW
- Offshore Sub-Station 32/132 KV installed on a jacket
- Rotor Diameter 90m & Hub height 70m
- Turbine spacing 500m along rows and 800m in between rows
- Total seabed area 35sq.km
- 100 kilometres of Array cables
- 25 Kilometres offshore export cables
- 3 kilometres onshore export cables

VATTENFALL

VATTENFALL

VATTENFALL

Ormonde Facts

Water Depth	17-21 m
Pile Length	20-45m
Pile Diameter	1.82m
Jacket Deck Level	20m above LAT
Top of Transition Piece	26m above LAT
Weight of Jackets	Approx 500t
Hub Height	96m above LAT
Rotor Diameter	126m
Tip Height	160m above LAT
Weight of Nacelle, Rotor & Hub	425t
Weight of Tower	220t

Repower 5M

VATTENFALL

Ormonde Foundations

- Jacket design has been used for a long time in the North Sea Oil and Gas industry.
- Jackets for wind turbines are more rare. Ormonde is the biggest development yet to use jacket foundations.
- The reason for the decision to use jackets includes:

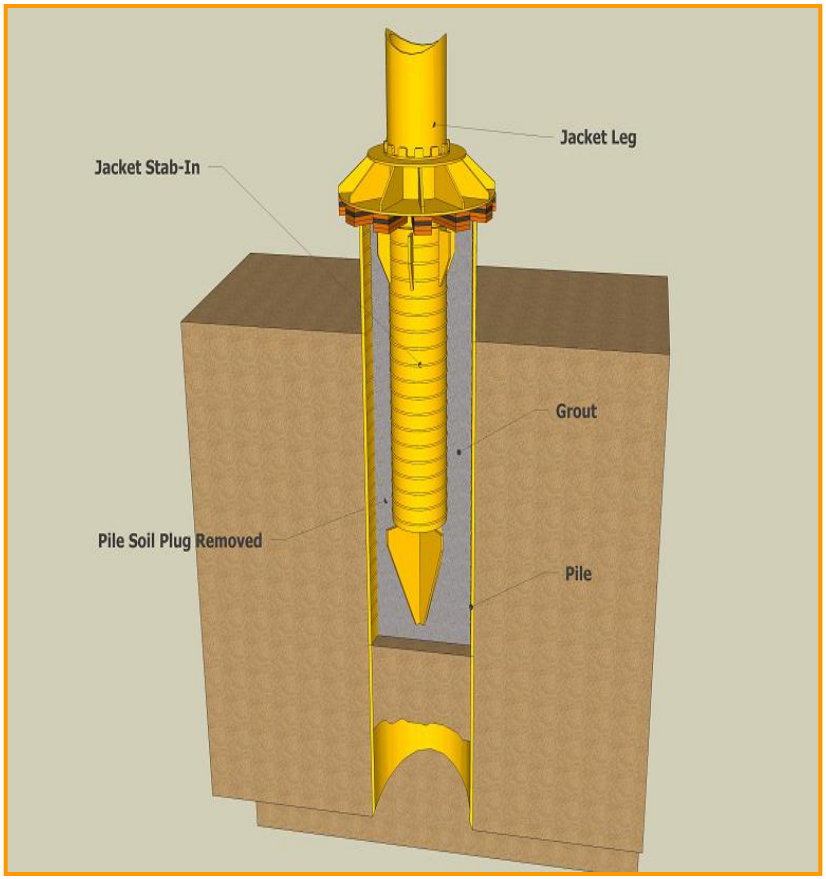
  - Turbine size (weight)

  - Water depths

  - Soil conditions

- UK Manufacturer

Ormonde Foundation Stab-in



- Jackets are pre-piled. I.e. piles are driven into the sea bed prior to jacket installation. This provides a plane surface for the jackets to stand on as well as making the jacket lighter.
- The jackets are grouted in place inside the piles after installation.
- UK Service provider.

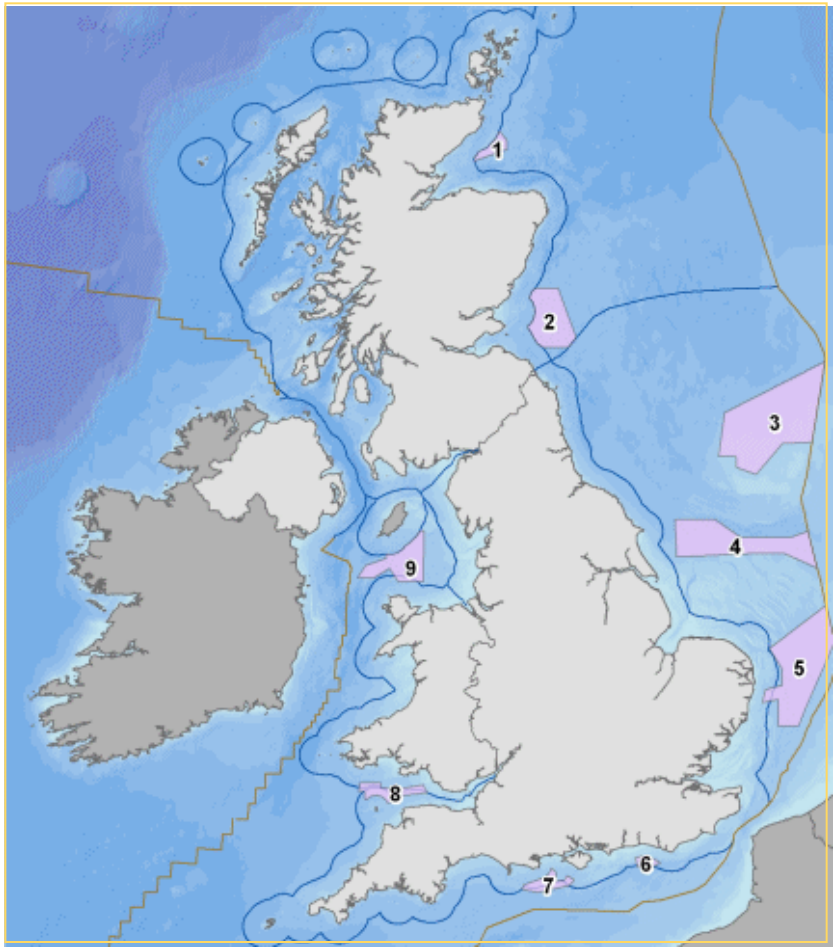
VATTENFALL

VATTENFALL

VATTENFALL

East Anglia Offshore Wind Joint Venture

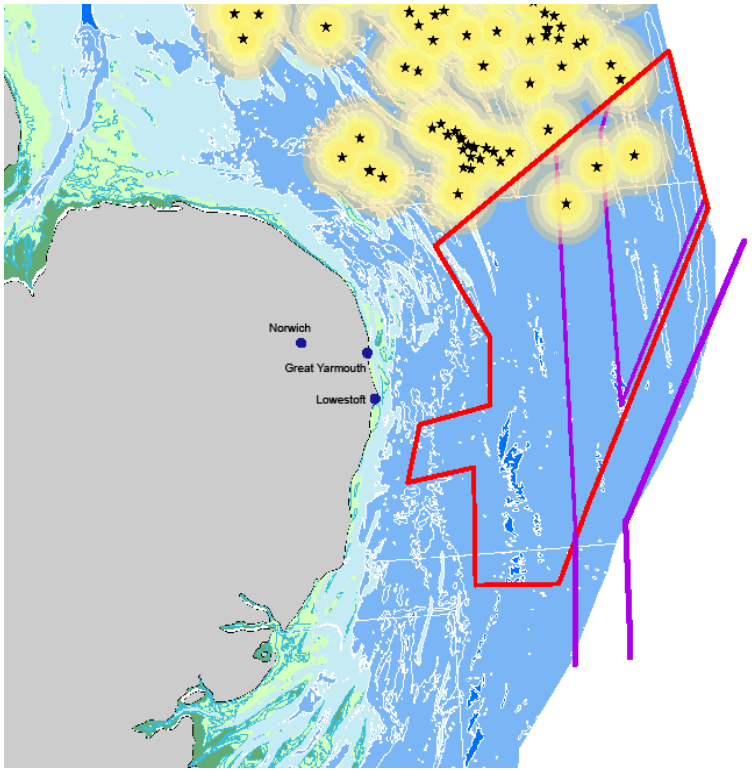
- 2GW offshore wind power is in operation 2010, globally
- Round 3 will deliver 25GW with a investment of £75-100 billion and support up to 70,000 jobs by 2022
- Round 3 needs to install 4 GW annually
- The nine signed zone license agreements for Round 3 were announced 8 January 2010 by Crown Estate
- Norfolk zone will be developed by **East Anglia Offshore Wind Ltd**, 50/50 owned by ScottishPower Renewables and Vattenfall Windpower
- The Norfolk zone have a potential of 7,2 GW with a investment of £20-25 billion



VATTENFALL

East Anglia Zone

- Approximately 6,000 km^2
- Shallowest of the Round 3 zones, 95% < 45m
- Grid connection secured for the whole zone
- 7,200 MW target capacity
  - => 8 years of continuous build
  - => 1200 to 1800 Wind turbines and Foundations
  - => Multiple new installation vessels
  - => ‘000s of km of array and export cabling
  - => AC and DC substations and onshore facilities
  - =>Many hundreds of people working in construction and operation



VATTENFALL

Offshore Supply Chain Categories

Wind Turbine suppliers

- Largest part of CapEx (~50%)
- High impact on life cycle cost and revenue
- Central part of system design, development expected

Foundation suppliers

- Large part of CapEx (~30%)
- Medium impact on life cycle cost and revenue
- Technology development expected

Electrical Infrastructure suppliers

- Binary performance impact, delivery capacity critical

Vessel/Logistics suppliers

- Critical system component in construction, technologically and financially

East Anglia Supply Chain Drivers

- Expanding European plans >80GW, peaks of 10GW/yr?
- Existing capacity is short in some key areas – investment needed
- New entrants required
- Some businesses lack ability or confidence to scale up
- Prices currently too high
- Greater innovation required
- Greater standardisation required
- Insufficient people in the industry
- Supply chain workload has been unpredictable

Round 3 has the opportunity to do things better

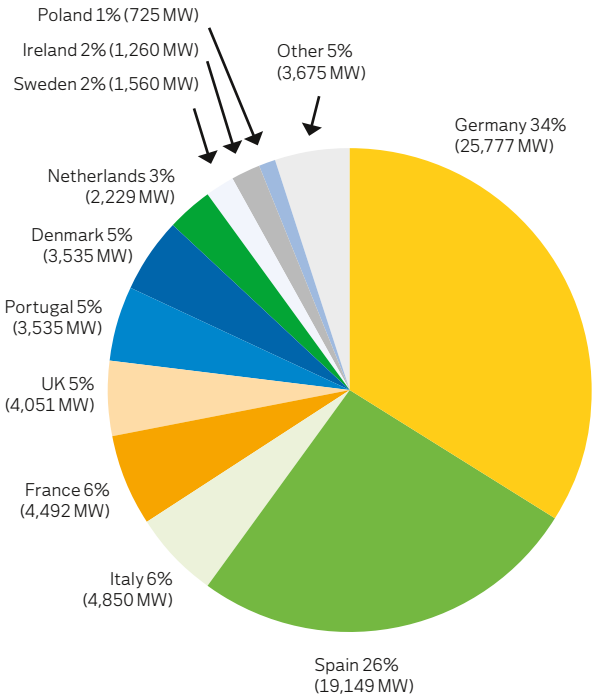
Extensive authorisation process in European countries

To plan, obtain permissions for and build a wind farm is a long-drawn-out process in most European countries. A project may take anywhere from two to 10 years from initial planning to construction start, depending mainly on issues related to obtaining planning permissions. Planning is done in close dialogue and consultation with local authorities, local residents, the general public and other stakeholders. Consideration is taken of the natural and cultural environment. The area where the turbines will stand is thoroughly inspected and possible impact on humans, animals and plants in the area is assessed.

The process of obtaining planning permission differs from country to country. The terms and conditions for obtaining permission can also be difficult to meet. In the Netherlands and Sweden, there is a great degree of local authority over the planning process. In the Netherlands, municipalities need to actively plan to set up a wind farm; if they are passive on the issue, they are saying "No" for all practical purposes. In Sweden, municipalities have the authority to veto planned wind power projects within their own borders.

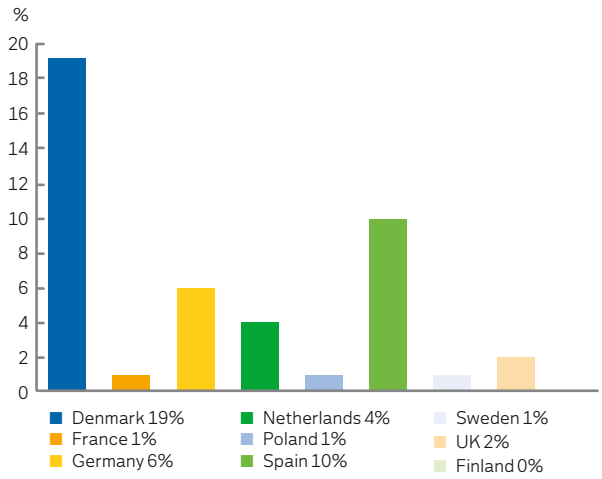
In Denmark, which has seen dramatic wind power expansion, local authorities are legally required to mark out areas for setting up wind turbines. This has worked particularly well in Denmark where municipalities have generally worked co-operatively.

Wind power – installed capacity in Europe (2009)



Source: EWEA Annual Report 2009

Wind power – share of total electricity generation (2008)



Source: IEA Statistics, Electricity Generation, 2010

NREL
NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY

2010 Cost of Wind Energy Review

S. Tegen, M. Hand, B. Maples, E. Lantz
P. Schwabe, and A. Smith

NREL is a national laboratory of the U.S. Department of Energy, Office of Energy Efficiency & Renewable Energy, operated by the Alliance for Sustainable Energy, LLC.

Technical Report
NREL/TP-5000-52920
April 2012

Contract No. DE-AC36-08GO28308

Executive Summary

In 2010, wind energy generated more than 2% of U.S. electricity, with some states generating more than 10% of their power from wind. The United States installed 5,116 megawatts (MW) of wind (American Wind Energy Association, AWEA 2011), which was one-quarter of all new electric capacity additions for that year. Wind energy capacity additions trailed the 6,000 MW of new coal and 7,200 MW of new natural gas additions in 2010 (Wiser and Bolinger 2011). With today's economic downturn, decision-makers are weighing the costs of different electric-generation resources with careful scrutiny. It is vital that we understand what those costs include and do not include when comparing technologies, analyzing the costs of wind energy over time, and seeking cost-improvement opportunities.

This report presents the best available information on the cost of wind energy in 2010, along with a summary of historical trends and future projections. One way to express the cost of wind energy is to calculate the levelized cost of energy (LCOE). The LCOE is a metric that has been used by the U.S. Department of Energy (DOE) for many years to evaluate the life-cycle costs of generation for energy projects and the total system impact of technology design changes. In simple terms, LCOE is defined as the ratio:

$$LCOE = \frac{\text{present value of total costs (\$)}}{\text{present value of all energy produced over project lifetime (megawatt−hours)}}$$

The LCOE equation used by NREL for this report is a standard method used to compare energy technologies (Short et al. 1995, EPRI 2007); it is described in detail below. There are four basic inputs to any LCOE equation: installed capital cost, annual operating expenses, annual energy production, and fixed charge rate (an annualized presentation of the cost of financing a wind project). This report provides context for each of the four major components and describes the LCOE equation in detail as well as the methodology, assumptions, and current market conditions for utility-scale land-based and offshore wind.

NREL used a variety of sources including industry data and model projections to arrive at the best representative data for U.S. wind projects in 2010. The modeled results presented in this document are based on the NREL Wind Turbine Design Cost and Scaling Model (Cost and Scaling Model) developed in 2006 (Fingersh et al. 2006). This cost of energy review summarizes the latest input assumptions for the Cost and Scaling Model as well as two of the outputs used by NREL: annual energy production and component capital costs.

Although the LCOE can be calculated in a variety of ways, this report presents only one of them. This report provides information about each element used in typical LCOE calculations, and the individual components can be used in other LCOE equations. The LCOE estimates in this report do not include prices to consumers (which are influenced by policies and other incentives e.g., production tax credit), transmission, integration, or potential revenues designed to reflect the cost of producing energy. The estimates are designed to reflect a typical U.S. wind plant.

For each variable represented in our 2010 LCOE equations, there is a range of possible values. Figure 1 shows the baseline assumptions and ranges of costs for the different parameters of LCOE that we used for land-based wind, and

Figure 2 shows the assumptions and costs for offshore wind. The key parameters include: installed capital cost (ICC), annual operating expenses (AOE), capacity factor, discount rate, and operational life of the project. For example, the capacity factors range from 25% to 45%, with an assumed 38% for our baseline turbines. Each of these ranges and assumptions are shown in Figure 1. Land-based wind assumptions and sensitivities for key LCOE input parameters are explained in their corresponding section in the paper.

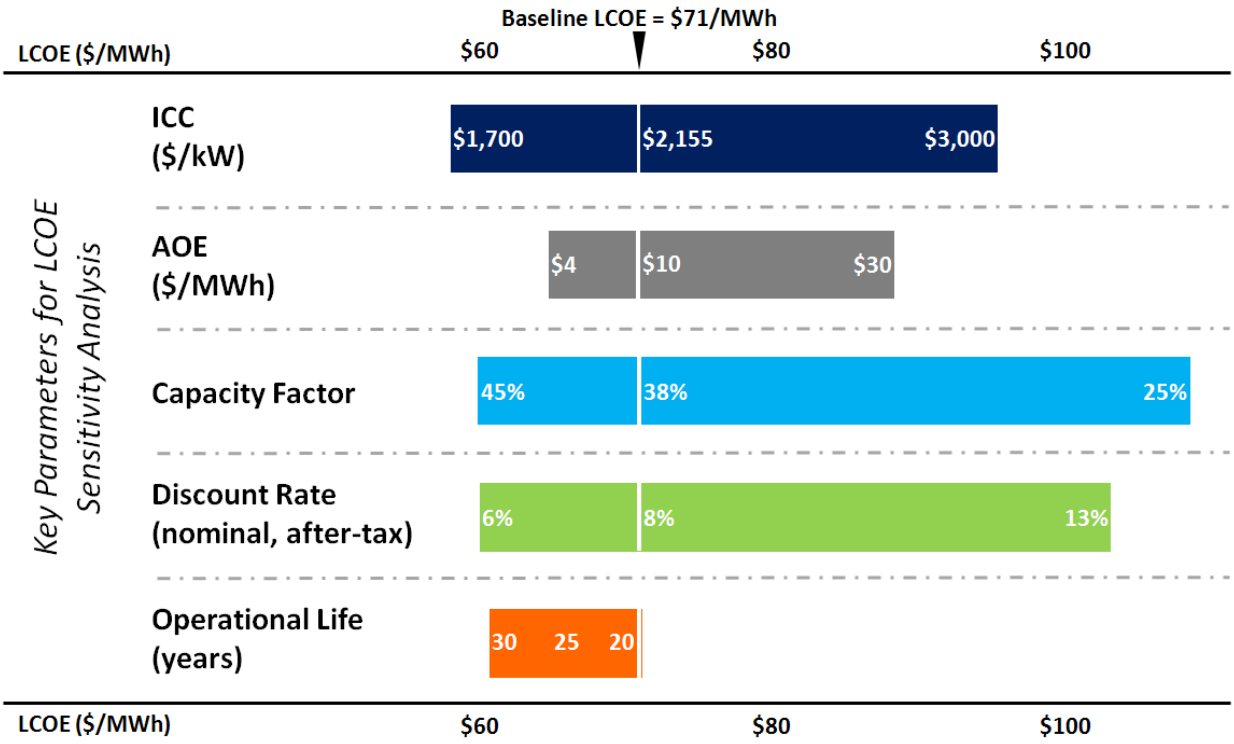


Figure 1. Land-based wind assumptions and sensitivities for key LCOE input parameters

Note that the LCOE ranges for land-based and offshore are different (and have different axes in these figures). For offshore wind, capacity factor ranges from 30% to 45% with an assumption of 39% for the baseline or reference turbine. As shown, there is a very wide range of installed capital cost for offshore wind projects. This is discussed further in the offshore wind capital cost section.

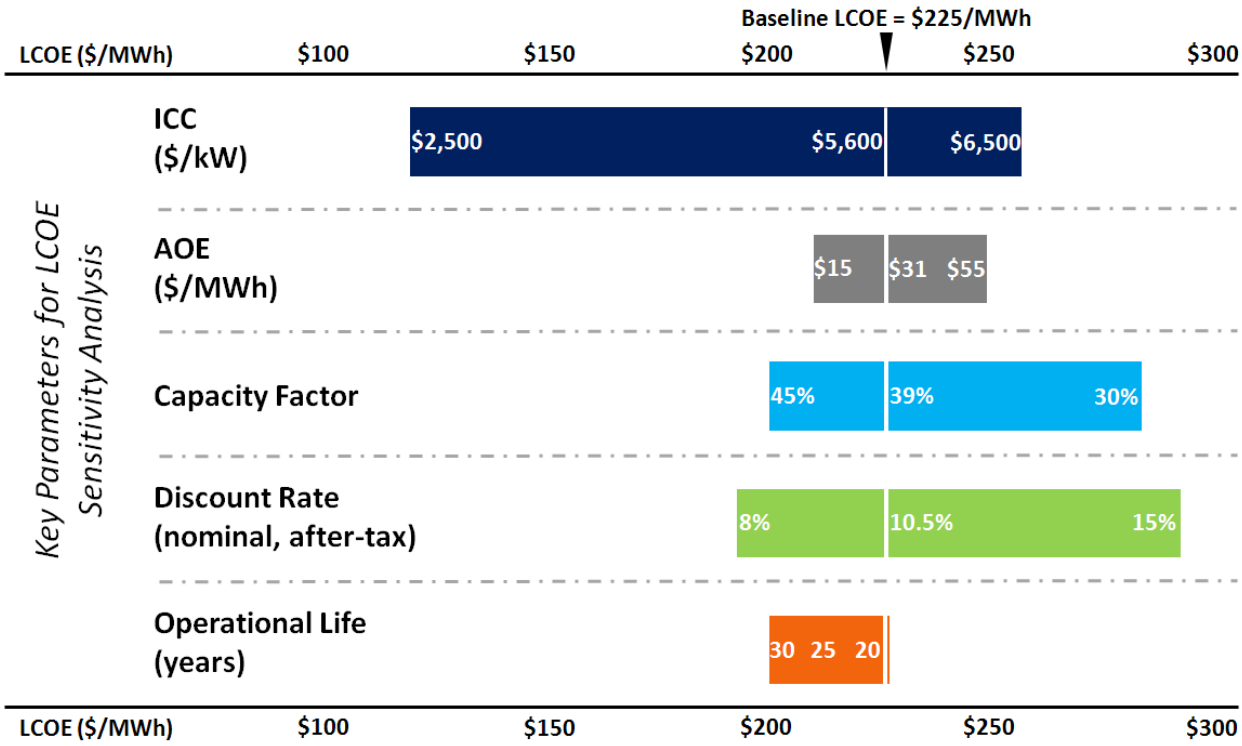


Figure 2. Offshore wind assumptions and sensitivities for key LCOE input parameters

The breakdown of wind turbine component and installation costs varies significantly between land-based and offshore turbines, as shown in Figures 3 and 4. More data are available on land-based turbines, allowing for a more detailed breakdown of their costs. The three major component cost categories are represented in the pie charts below: turbine (wind turbine components), balance of station (e.g., permitting, transport, assembly, installation), and soft costs (e.g., insurance, construction finance).

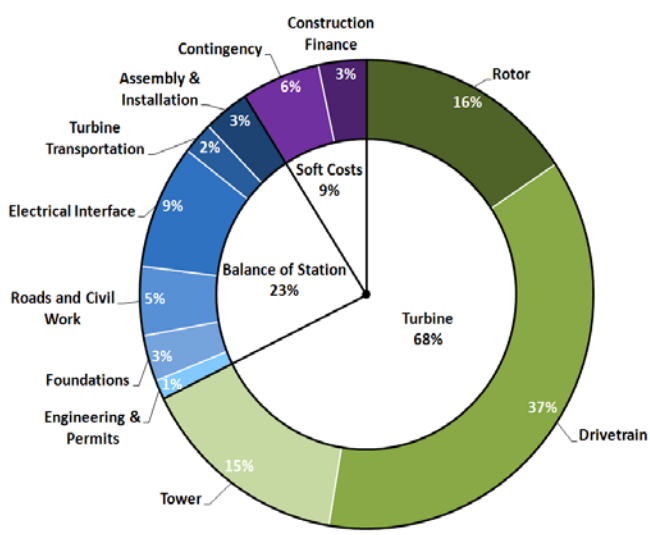


Figure 3. Installed capital costs for the land-based wind reference turbine

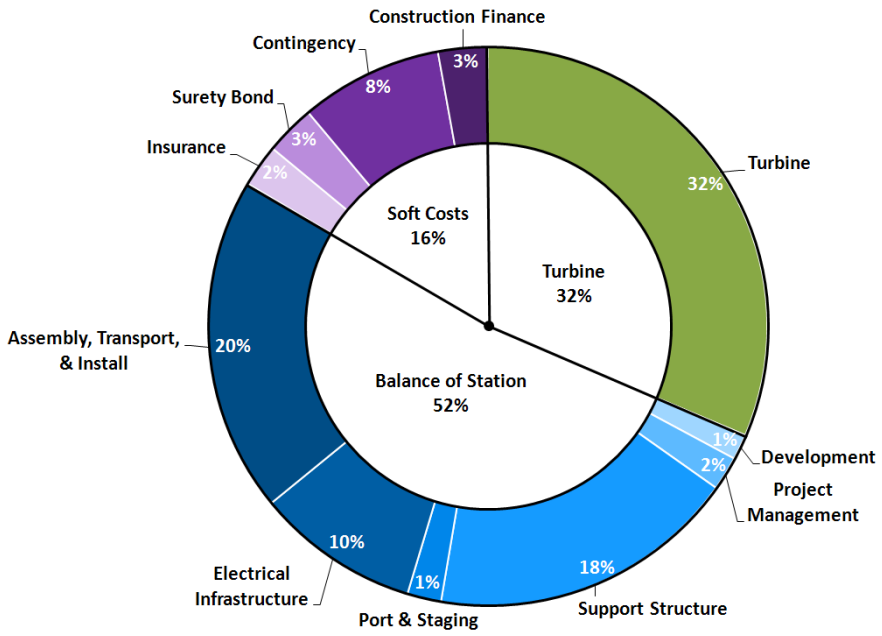


Figure 4. Installed capital costs for the offshore wind reference turbine

Results

Key findings from the 2010 Cost of Wind Energy Review include:

- The range of LCOE for land-based wind is $58–$108/MWh. The land-based reference project developed to represent the best available market-based data results in an LCOE of $71/MWh based on assumptions discussed in this paper.
- The range of LCOE for offshore wind is $118–$292/MWh. The wide range is due mostly to the large variation in installed capital costs ($2,500–$6,500/kW). The offshore reference project developed to represent the best available market-based data results in an LCOE of $225/MWh for offshore wind based on assumptions discussed below.
- Sensitivity scenarios for LCOE show that costs can vary widely depending on several key factors. The largest ranges in LCOE are seen in capital cost and financing assumptions for land-based and offshore projects and capacity factors for land-based wind.

Tables 1 and 2 show the major inputs to the LCOE equation for both land-based and offshore commercial-scale wind projects. These are the assumptions used to calculate LCOE for the typical or "reference" turbines in 2010. Results from the Cost and Scaling Model and from the LCOE calculation are also included.

Table 1. Summary of Inputs and Results for 1.5-MW Land-Based Wind Reference Turbine

	1.5 MW $/kW	*1.5 MW $/MWh*
Turbine Capital Cost	1,212	34
Balance-of-Station	418	12
Market Price Adjustment[1]	362	10
Soft Costs	163	5
Installed Capital Cost	***2,155***	***61***
After-Tax Annual Operating Expenses ($/kW/yr)	34	10
Fixed Charge Rate (%)	9.5	
Net Annual Energy Production (MWH/MW/yr)	3,345	
Capacity Factor (%)	38	
Total LCOE ($/MWh)	***71***	

Table 2. Summary of Inputs and Results for 3.6-MW Offshore Wind Reference Turbine

	3.6 MW Offshore $/kW	*3.6 MW Offshore $/MWh*
Turbine Capital Cost	1,789	62
Balance of Station Costs	2,918	101
Soft Costs	893	31
Installed Capital Cost	***5,600***	***194***
After-Tax Annual Operating Expenses ($/kW/yr)	107	31
Fixed Charge Rate (%)	11.8	
Net Annual Energy Production (MWh/MW/yr)	3,406	
Capacity Factor (%)	39	
Total LCOE ($/MWh)	***225***	

[1] The market price adjustment is the difference between the modeled cost and the market price for a typical wind turbine in 2010.

ECO 100 Platform & POWEROF3™

ECO 100, ECO 110 & ECO 122 wind turbines

Alstom offers ECO 100, a platform of large wind turbines that increases the electricity produced by each turbine and maximises electricity production from a site. Based on the use of ECO 100 which is the most proven 3 MW-range platform in the industry, Alstom's POWEROF3™ concept optimises wind farms economics.

100 YEARS of experience in power generation
30 YEARS of experience in wind power solutions

PROVEN TECHNOLOGY with more than 2,000 MW installed or under construction

30 years of development have gone into the technology that has been proven in the highly successful Alstom's onshore wind turbines and now taken a step further on this bigger and more powerful platform, the ECO 100.

With rotors diameter from 100 metres up to 122 metres, the ECO 100 range of wind turbines offers high yield and leading efficiency across all wind classes. ECO 100 turbine is suitable for high winds, ECO 110 for high and medium winds and ECO 122 for medium and low winds.

For higher **energy yield**

The ECO 100 platform is amongst the most proven multi-megawatt platforms in the market place with over 200 cumulative operating years (Dec 2013), and more than 2,000 MW installed or under construction worldwide. Recent upgrade of ECO 110 and ECO 122 turbines—the first one being now suitable for classes I and II sites whereas the second one suits for classes II and III sites—allows 48% of net capacity factor.

The electricity generated by one wind turbine from ECO 100 range meets the needs of 2,000 households and avoids the production of 9,000 tonnes of CO_2 per year.

The ECO 122 leading efficiency and high yield sets a new benchmark for medium and low wind sites. Its 122 metres rotor diameter and swept area of 11,700 m² improves land print, offering up to 25% increased wind farm yield on a given piece of land compared to today's 1.5-2 MW turbines. Eventually, all of this means maximization of energy yield and reduced cost of wind power energy.

Net Capacity factor increased up to
48%
for ECO 110 & 122 wind turbines

Ideal for areas with **land constraints and/or noise sensitive**

The turbines from Alstom's ECO 100 platform are suitable for all types of wind sites. The higher yield and lower noise emissions make it the ideal choice in more populated areas with land and/or noise constraints, opening up new opportunities for wind farm development.

Alstom's ECO 100 platform presents the best combination of price and technical performance, allowing for greater efficiency and competitiveness in our projects, which are key for us to maintain our leadership position in the increasingly competitive Brazilian wind market.

Mathias Becker, CEO of Renova Energia.

RPVR/PRSHT/ECO100/EN/1.2014/ARG/1955

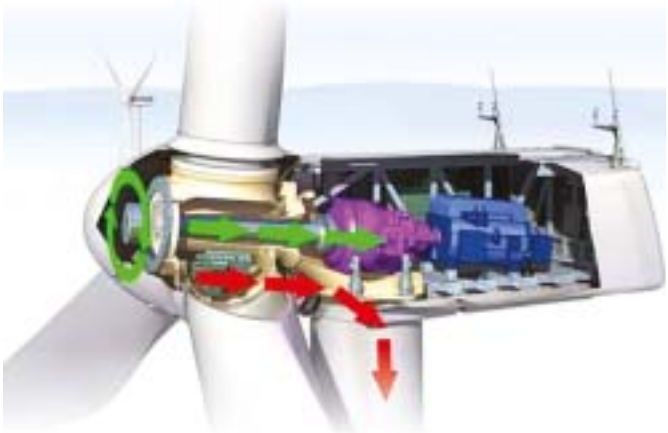
© ALSTOM 2014. All rights reserved. Information contained in this document is indicative only. No representation or warranty is given or should be relied on that it is complete or correct or will apply to any particular project. This will depend on the technical and commercial circumstances. It is provided without liability and is subject to change without notice. Reproduction, use or disclosure to third parties, without express written authority, is strictly prohibited.
Alstom contributes to the protection of the environment. This leaflet is printed on environmentally-friendly paper.

ALSTOM

Robustness & reliability

WITH ALSTOM PURE TORQUE® TECHNOLOGY

All Alstom's wind turbines feature the PURE TORQUE® concept, a unique and proven mechanical design that protects the drive train from deflection loads to ensure higher reliability. The rotor is mounted on a fatigue-resistant cast iron hub that transmits the gravitational load and deflection stresses via two sets of bearings to the tower. Meanwhile, the drive shaft elastically mounted on the front of the hub transfers pure torque (green arrows opposite) to the drive train free of the stresses and strains (red arrows opposite) that can arise due to buffeting.
Compared to standard industrial designs, the system reduces non-torque loads by 90% and failure rate by 5-8 times.



ELECTRICAL YAW AND PITCH CONTROL

Responsive yaw and pitch controls are the key to stable power generation in a wider range of winds. The electrical pitch system keeps rotor speeds stable and allows a smooth cut-off in excessive winds for wind farm development.

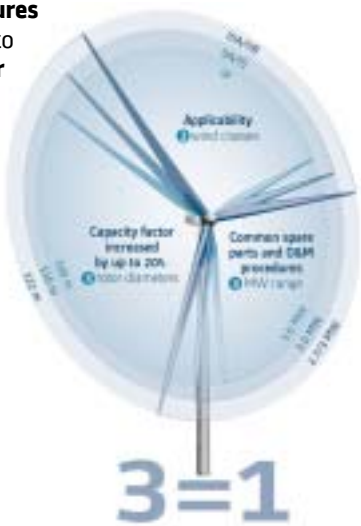
POWEROF3™ optimises the Cost of Energy

MAKES THE MOST OF THE ONSHORE WIND RESOURCE

The ECO 100 range allows developers to select the best rotor for every position. **The combination of two or even three of these wind turbines models within the same wind site has been named by Alstom "POWEROF3™" concept.**

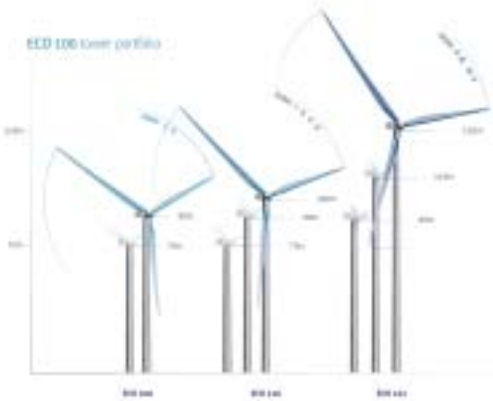
POWEROF3™ FEATURES

- Applicable to 3 wind classes
- Increase the annual energy production of the wind farm: **capacity factor of a wind farm can increased by up to 20%** compared to the installation of a single wind turbine model
- **Common spare parts, standardised operation and maintenance procedures** for the whole site thanks to product platforming **lower cost of energy** in a wide range of wind projects



HIGHER TOWER RANGE

Because wind speed increases with height, taller towers allow turbines to capture more energy for an increased capacity factor. In partnership with the benchmark leaders for specialised civil engineering, Alstom develops higher hybrid, and concrete full steel wind turbine towers for the ECO 122 2.7-3 MW. The advanced technology in the erection of the towers combined to the complete tower-range in full steel, full concrete and hybrid, allows to target more complex environments with an effective execution of the project, in accordance to the local requirements (scope, quality, time and cost).



Advanced design and flexible services for enhanced lifecycle operations

SAFETY FIRST

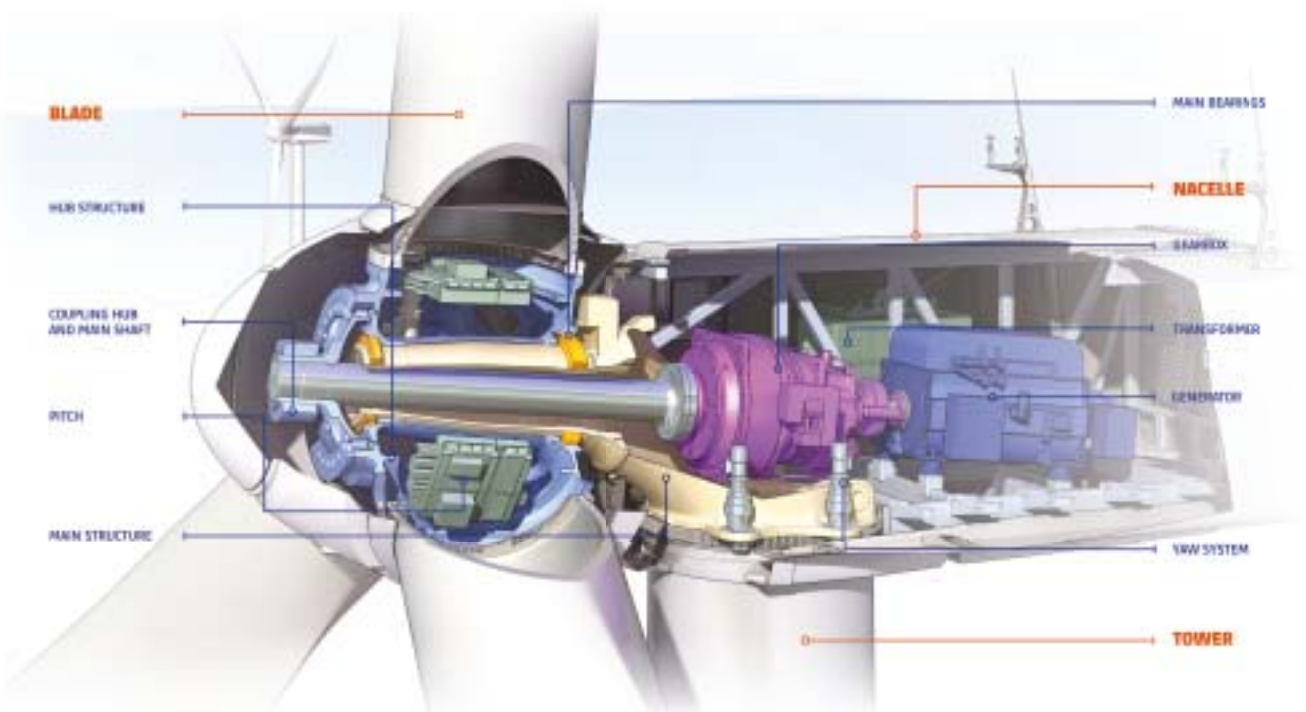
Alstom's commitment to health and safety is uncompromising.
ECO 100 is designed to make maintenance as simple and as safe as possible.
- The modular design ensures easy assembly, transportation and logistics
- The nacelle is made up of three independent elements: the central nacelle, two lateral housings and the hub.
  Increased dimensions allow technicians full internal access and ensure easier and safer maintenance without cranes
- A maintenance trolley inside the frame eases transport of components

OPTIMISED OPERATION AND MAINTENANCE

Modular approach
Alstom's full range of services capabilities can provide everything from spare parts, repair, and on-site field services, up to and including long-term O&M solutions. It covers manpower and materials for both corrective, preventive and predictive maintenance. Alstom operates a global network of local service centres and offers a full range of packages and services with a flexible approach to:
- Maximise availability
- Improve energy generation
- Optimise component and system lifetime

CONTROL AND MONITORING

Alstom has developped solutions to address both onshore and offshore requirements.
- **WindAccess™:** integrated control and monitoring which monitors and collects data from the wind turbines, meteorological mast and substation so that the wind farm can be operated like a conventional power plant
- **Wind e-control™:** a high performance real time system integrating wind farms into the most demanding grid codes



THE ALSTOM ADVANTAGE

With over thirty years of experience in wind power, Alstom provides global energy solutions: from wind turbine design and supply to wind farm development, construction, connection to the grid and operation and maintenance services. We offer a wide range of onshore turbines with power rating up to 3 MW, providing solutions for all types of geographical locations and weather conditions.

SPECIFICATIONS	ECO 100	ECO 110	ECO 122
OPERATING DATA			
Wind turbine class (IEC)	IA	IS-IIA	IIB-IIIA
Rated power	3.0 MW	3.0 MW	2.7 – 3.0 MW
Cut-in wind speed		3 m/s	
Rated wind speed	12.0 m/s	11.5 m/s	10.0 – 10.5 m/s
Cut-out wind speed (avg. 10 min)		25 m/s	
Instant cut-out wind speed (3s)		34 m/s	
ROTOR			
Rotor diameter	100 m	110 m	122 m
Swept area	7,980 m^2	9,469 m^2	11,689 m^2
Rotor yaw		up wind	
Blade length	48.7 m	53.2 m	59.3 m
Speed range	8.0 - 14.2 rpm	7.7 - 13.6 rpm	7.1 – 12.3 rpm
GEARBOX			
Type		3-stage planetary/helical	
Cooling system		active, cooler with forced ventilation	
Lubrication system		forced oil lubrication	
GENERATOR			
Type of generator		asynchronous DFIG	
Rated power		3,150 kW	
Frequency		50/60 Hz	
Stator rated voltage		1,000 V	
Cooling		water-air	
CONVERTER			
Type		back-to-back IGBT	
Cooling		water	
CONVERTER			
Designed for high demanding grid codes		Yes	
Fault Ride Through		Yes	
Reactive/active current injection		Yes	
Voltage range		0.9-1.1	
Frequency range		-7% to +5%	
Power factor range	±0.87	±0.89	±0.85
Zero voltage ride through		0.5 s	
Power recovery		<1 s	
TOWER			
Standard hub heights	75 m, 90 m	75 m, 90 m, 100 m	89 m, 119 m, 139 m
ENVIRONMENTAL SPECIFICATIONS			
Ambient operational temperature		-10°C to + 40°C	
Standstill temperature range		-20°C to + 50°C	
Lightning protection IEC-61024		Level 1	
OPTIONS			
Monitoring		SCADA-type system with remote access	
Dynamic power regulation		Active and reactive power	
Noise reduction		Configurable by date, time & wind speed/direction	
Cold climate kit		Operating to -30 °C, Standstill to -40 °C	
Hot desert kit		Operating up to +45°C	

CLEAN **POWER**
CLEAR **SOLUTIONS™**

REDUCING COST OF ELECTRICITY

+20%
capacity factor by using **POWER**OF**3™**.

LOWERING ENVIRONMENTAL FOOTPRINT

9,000
tonnes of CO2 saved by using one ECO 100 wind turbine during one year.

INCREASING FLEXIBILITY & RELIABILITY

90%
of non-torque loads reduced, increasing reliability thanks to **ALSTOM PURE TORQUE®** technology.

For more information please contact Alstom Power:

Alstom Wind
Roc Boronat, 78
08005 Barcelona
SPAIN

Phone: +34 932 257 600

Visit us online: **www.alstom.com**

RPVR/PRSH7/ECO100/EN/1.2014/ARG/1955

© ALSTOM 2014. All rights reserved. Information contained in this document is indicative only. No representation or warranty is given or should be relied on that it is complete or correct or will apply to any particular project. This will depend on the technical and commercial circumstances. It is provided without liability and is subject to change without notice. Reproduction, use or disclosure to third parties, without express written authority, is strictly prohibited.
Alstom contributes to the protection of the environment. This leaflet is printed on environmentally-friendly paper.

ALSTOM

Haliade™ 150-6MW

Offshore wind turbine

Alstom, a key player in power generation, offers a new generation, high yield offshore wind turbine. Uncompromising on reliability and designed for ease of installation, the turbine lowers the cost of offshore energy.

High yield, **uncompromising reliability**

Building upon its **ALSTOM PURE TORQUE®** technology for reliability, Alstom has developed a 6 MW direct-drive wind turbine suitable for all offshore conditions. Proven technology and innovation are combined to deliver market-leading cost efficiency.

The turbine incorporates dedicated offshore technology in collaboration with some of the industry's leading component suppliers. There can be no compromises on a power-generating product that operates in the industry's most challenging environmental conditions.

Alstom's Haliade™ 150-6MW has been key in winning 3 projects for the installation of 240 wind turbines off the coast of France.
This innovative technology helps drive down the cost of electricity and we believe this 6 MW turbine is positioned as the market reference in the field of offshore wind worldwide.

Béatrice Buffon,
Deputy General Manager
of EDF EN France

TECHNICAL OVERVIEW

The Haliade™ 150-6MW is a threebladed wind turbine with a 150 m diameter rotor and a rated power of 6 MW.

The turbine has been designed following Class I-B specifications of the standards IEC-61400-1 / IEC-61400-3.
It is suitable for sites with a reference wind speed of 50 m/s (10 minutes average) and a 50-year extreme gust speed of 70 m/s (3 seconds average).

The Haliade™ 150-6MW is equipped with a direct-drive permanent magnet generator and three identical full-power converters operating at 900 V each. This voltage is increased by means of a transformer included in the turbine. The inverter, transformer, switchgear and low voltage electrical distribution cabinet are located at the tower base.

A distribution cabinet in the nacelle supplies power and signals to pitch, yaw and cooling fans and collects signals from all system sensors.

The wind turbine is air-cooled and pressurised. Construction materials and protection treatments are specifically designed for offshore environments. Heat exchangers and pressuring units prevent salty air entering while dehumidifiers prevent corrosion of components inside the wind turbine.

Enabling supply of power to the equivalent of about
5,000 households

RPVR/PRSHT/HLD150-6MW/EN/2.2014/FRA/1954

© ALSTOM 2014. All rights reserved. Information contained in this document is indicative only. No representation or warranty is given or should be relied on that it is complete or correct or will apply to any particular project. This will depend on the technical and commercial circumstances. It is provided without liability and is subject to change without notice. Reproduction, use or disclosure to third parties, without express written authority, is strictly prohibited.
Alstom contributes to the protection of the environment. This leaflet is printed on environmentally-friendly paper.

ALSTOM

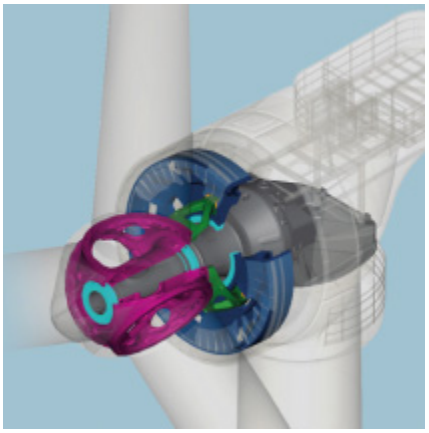
INNOVATIVE TECHNOLOGY

Several design features ensure that the Haliade™ 150-6MW provides the highest possible yield in all circumstances.

- Failure tolerance for continuous production: 3 independent generation and conversion lines ensure uninterrupted operations
- Software-controlled de-rating strategies guarantee operation in the event of partial faults in the power line or cooling systems

Haliade™ 150-6MW features ALSTOM PURE TORQUE®, a unique rotor support concept protecting the generator from deflection loads, to improve its performance.

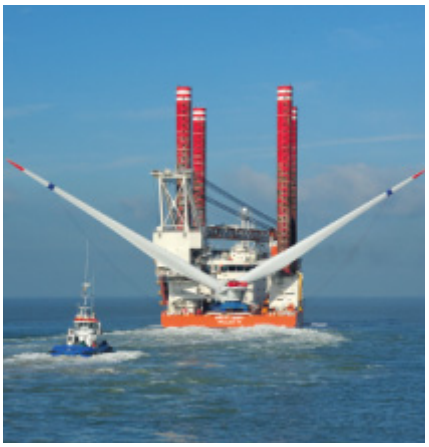
The design separates the turbine rotor and generator to ensure that only turning force — torque — is transferred to the generator. This allows the minimum air gap to be maintained between the generator rotor and stator at all times, offering the highest electrical efficiency.



RELIABLE

Alstom's unique and proven rotor support technology with a direct-drive permanent magnet generator (PMG), provides outstanding reliability of the turbine's drive train. With no gearbox coupled to the generator, the turbine consists of fewer rotating parts, which increases reliability, maximises turbine availability and reduces maintenance costs.
The use of a permanent magnet generator (PMG) leads to better generation efficiencies and even greater overall mechanical reliability, which is critical in offshore wind.

The innovative "Advanced High Density" direct drive PMG is a more compact and lightweight design compared to earlier generation of directdrive systems.



EFFICIENT

Strength and durability are maximised in an exceptionally 73.5 m light blade uniquely developed for the Haliade™ 150-6MW. This new blade builds on the proprietary technology. Combined to the 150 m rotor diameter improves annual energy production by 15% compared to the current generation of offshore turbines.

The large diameter rotor added to the 6 MW rated power turbine maximises the capture of energy.

An aggressive target weight eases installation and minimises the cost of both the turbine and supporting structures.

SAFETY FIRST

Alstom's commitment to health and safety is uncompromising.
The Haliade™ 150-6MW is designed to make maintenance as simple and as safe as possible:
- The hub can be accessed directly from the nacelle, allowing major service operations from within the turbine
- The nacelle is equipped with a 1 tonne capacity crane in the central frame
- A helicopter winching area allows for quick rescue in case of emergency at sea

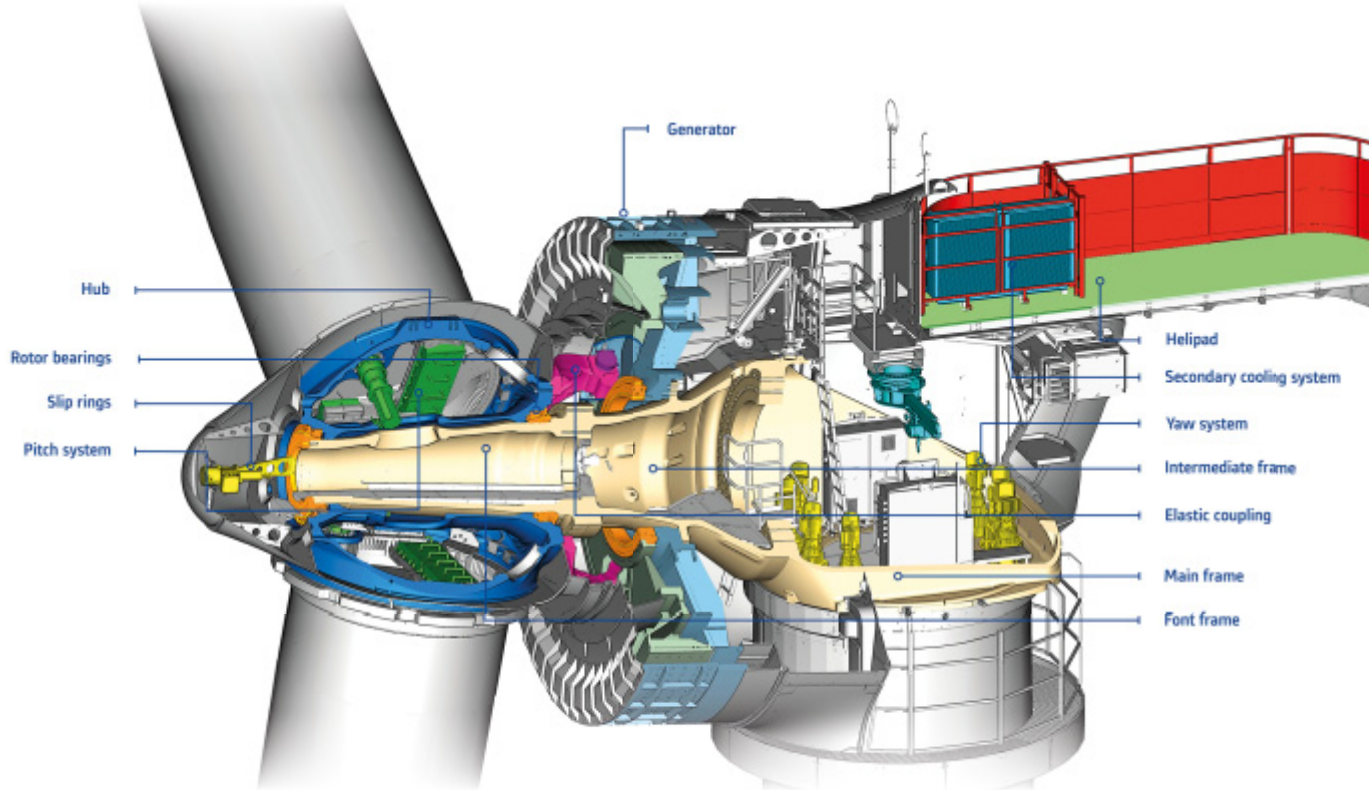
OPTIMISED OPERATION AND MAINTENANCE

Modular approach
Alstom's full range of services capabilities can provide everything from spare parts, repair, and on-site field services, up to and including long-term O&M solutions. It covers manpower and materials for both corrective, preventive and predictive maintenance. Alstom operates a global network of local service centres and offers a full range of packages and services with a flexible approach to:
- Maximise availability
- Improve energy generation
- Optimise component and system lifetime

Alstom's flexible offering uses both helicopters and vessels for the fast and safe transport of personnel and spare parts between onshore base, offshore base and wind turbines. Additional specific vessels are hired as required, for example when heavy lifting equipment must be used.

CONTROL AND MONITORING

Alstom has developped solutions to address both onshore and offshore requirements.
- **WindAccess™:** integrated control and monitoring which monitors and collects data from the wind turbines, meteorological mast and substation so that the wind farm can be operated like a conventional power plant
- **Wind e-control™:** a high performance real time system integrating wind farms into the most demanding grid codes



ALSTOM ADVANTAGE

Customers have already selected the Haliade™ 150-6MW for its advanced technology to equip their future offshore wind farms:

- In France, Alstom will install 240 turbines (1.4 GW) off the French coast.
- In Germany, KNK Wind has chosen the Haliade™ 150-6MW for the Arcadis Ost 1 project (58 wind offshore turbines in Baltic sea).
- In America, Alstom will supply the 1st offshore project in the US, Block Island project.

SPECIFICATIONS

OPERATING DATA	
Wind Turbine Class	I-B IEC-61400-1 / IEC-61400-3
Rated power	6.0 MW (net after transformer)
Cut-in wind speed	3 m/s
Cut-out wind speed (10 minutes average)	25 m/s
Grid frequency	50 / 60 Hz
ROTOR	
Rotor diameter	150.95 m
Blade length	73.5 m
Rotor swept area	17,860 m^2
Rotor speed range	4 - 11.5 rpm
Tip speed	90.8 m/s
GENERATOR	
Type	Direct Drive Permanent Magnet
Rated voltage	900 V per phase
Number of phases	3 x 3
Protection class	IPP55
CONVERTER	
Type	Back to back 3-phase AC/AC
Output voltage	900 V
TOWER	
Type	Tubular steel
Hub height	100 m (or site-specific)
Standard color	RAL 7035
POWER CONTROL SYSTEM	
Type	Variable speed and independant pitch control by blade
ENVIRONMENTAL SPECIFICATIONS	
Normal air temperature range	-10 to +40°C
Extreme air temperature range	-30 to +50°C
Lightning protection	Class I acc. IEC 62305-1

CLEAN **POWER**
CLEAR **SOLUTIONS™**

REDUCING COST OF ELECTRICITY

+15%
improved yield compared to the current offshore turbine generation.

LOWERING ENVIRONMENTAL FOOTPRINT

21,000
tonnes of CO2 saved by using the Haliade™ 150-6MW during one year.

For more information please contact Alstom Power:

Alstom Wind
Roc Boronat, 78
08005 Barcelona
SPAIN

Phone: +34 932 257 600

Visit us online: **www.alstom.com**

RPWR/PRSH7/HLD150-6MW/EN/2.2014/FRA/1954

© ALSTOM 2014. All rights reserved. Information contained in this document is indicative only. No representation or warranty is given or should be relied on that it is complete or correct or will apply to any particular project. This will depend on the technical and commercial circumstances. It is provided without liability and is subject to change without notice. Reproduction, use or disclosure to third parties, without express written authority, is strictly prohibited.
Alstom contributes to the protection of the environment. This leaflet is printed on environmentally-friendly paper.

ALSTOM

Analysis of the Conversion of Ocean Wind Power into Hydrogen

Max F. Platzer*, Matthew Lennie** and Damian M. Vogt***

*University of California Davis, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, USA
** Royal Institute of Technology, THRUST Programme, Stockholm, Sweden
*** Royal Institute of Technology, Heat and Power Technology, Stockholm, Sweden

Abstract

In this paper a proposal, first communicated by Platzer and Sarigul-Klijn in 2009, is analyzed to use large sailing ships operating in wind-rich ocean areas to harness the ocean wind power far off shore. Vast ocean areas, especially in arctic and Antarctic Ocean regions, are exposed to average wind speeds of 10 m/s or more. It is proposed to convert this vast ocean wind power into storable energy by means of sailing ships. To this end, ship-mounted hydropower generators convert the propulsive ship power into electric power which then is used to electrolyze sea water into hydrogen. The hydrogen then is compressed on the ship and transported to on-shore power plants where it is either re-converted into electric power and potable water or used directly for cooking, heating or transportation purposes. This "energy ship concept" is analyzed in terms of needed sail area, ship size, ship drag and hydropower generator drag to produce a specified power output. It is found that sailing ships of 150 to 300 m length equipped with high-performance rigid wing sails cruising at ship speeds between 6 to 8 m/s in winds of 9 to 15 m/s can produce a mechanical output of 1 to 3 MW. Furthermore, it is shown that this power output is sufficient to desalinate and electrolyze sea water to produce 2900 to 8700 kg of compressed hydrogen per week. The paper concludes with an analysis of two scenarios, namely the electric power and water needs of Australia and of a typical small remote island with 10 households. It is shown that Australia's electric power needs can be satisfied by the use of energy ships. A welcome byproduct of this electric power generation is the provision of fresh water for 41% of Australian households.

Keywords

Ocean wind power, hydrogen, sailing ships, electrolysis, power generation, potable water production

Introduction

The industrial revolution has made it possible to vastly increase the energy use available to some inhabitants of planet Earth. For example, according to McKay [1], the average American consumes about 250 kWh per day, the average Australian about 180 kWh per day and the average European about 125 kWh per day. In contrast, the average Chinese or Indian still consumes only 20 kWh per day, which was the typical energy consumption of all inhabitants before Watt's invention of the steam engine. Simultaneously, the medical revolution enabled the world population to double from one billion around 1830 to two billion a hundred years later and to pass through the seven billion mark just last year. These rapid energy consumption increases are bound to continue for many years because of the need to raise the standard of living of the roughly five billion people in the less developed countries to American/Australian/European levels and because the world population is likely to grow by another three billion people by 2050.

80.6 percent of the global electric power of 11500 GW generated in 2011 was produced by the burning of coal, oil and natural gas [2]. It is estimated that since Watt's time this burning process caused the emission of 300 Gtons of carbon dioxide into the earth atmosphere. It is well established that most of this carbon dioxide stays in the atmosphere for hundreds of years. Indeed, careful measurements of the carbon dioxide content show an increase from 300 parts per million to 390 parts per million during the past sixty years. It is also well established that the comparatively tiny amount of carbon dioxide in the atmosphere plays a crucial role in the planet's thermal balance. An increase in carbon dioxide traps more heat than would otherwise be radiated back out into space. This increase in average global temperature over the past 100 years has been measured amounting to about 0.8 degrees Celsius [3]. The effect of this increase is evident from the retreating glaciers and the measured 20 cm rise in sea level over the past 130 years.

Stager [4] points out that our planet is being exposed to an unprecedented "sudden" heat pulse. If one assumes that the current rate of carbon dioxide emission will peak around 2050 then the carbon dioxide level will still rise to a peak of around 600 parts per million between 2100 and 2200. The temperature will peak around 2200 to 2300 (3 to 7 degrees Fahrenheit higher than today). This delay in carbon dioxide and temperature peaks is caused by the slow response of oceans to heating. The decline in carbon dioxide and temperature to pre-industrial levels will take about one hundred thousand years! This is Stager's "moderate" scenario where it is assumed that some 1000 Gtons of carbon dioxide will have been emitted into the atmosphere. Barnosky et al [5] warn that the global ecosystem is approaching a critical transition as a result of human influence because it is well documented that biological systems can shift rapidly from an existing state to a radically different state which can be caused by a "sledgehammer" effect. Once a tipping point has been crossed, it is extremely difficult or even impossible for the system to return to the previous state.

Carbon-free Power Generation

Dr. Steven Chu, physics Nobel prize winner and former U.S. Secretary of Energy, [6] is quoted as stating that "*the climate change problem is at least equal in magnitude to*

World War II". In our view, this "call to arms" to wage war on global warming is indeed the proper response because it alerts the world population to the need for mobilizing the global resources to achieve the transition from carbon-based to carbon-free power production within the next twenty to thirty years.

As in any war planning, the fundamental question to be answered is the question whether there are enough resources available to win the war. McKay [1] performed a detailed analysis of the situation in the United Kingdom and, by extension, in Europe. He showed that various renewable power production methods in combination with nuclear production will enable the elimination of carbon-based power production. However, if nuclear power is not a permissible power contributor, then the power demands of Europe can be met only by the placement of concentrated solar power plants in North Africa and the Middle East in order to take advantage of the solar power densities available in these areas. Jacobson and Delucchi [7] performed an assessment of the global wind energy resources and came to the conclusion that half the global power demand can be met by the placement of two million 5 MW land-based wind turbines and two million off-shore based 5 MW wind turbines while the other half can be met by concentrated solar power plants. In a follow-on paper Jacobson and Archer [8] showed that the global saturation wind power is many times greater than the global power needs. Hence the global wind power resources are sufficient to meet global power demand even without adding solar and other renewable power sources.

Ocean Wind Power

In 2011 the annual wind power production reached 238 GW [9], amounting to a tiny two percent of the global annual power production. It stands to reason that a rapid increase to fifty percent by placing four million huge wind turbines on and close to land will run into resistance from various interest groups because of their impact on the surrounding population. Furthermore, the capacity factor of land- and off-shore based wind turbines is typically only 20 to 30 percent.

The question therefore needs to be asked whether it is necessary that only renewable energy sources located within the national boundaries of a given country can be considered for exploitation and whether wind or hydropower production requires the use of stationary power plants. Evidently, most of the global wind power is to be found over the oceans, covering 70 percent of the globe's surface. Therefore the question needs to be answered whether it is technically feasible to convert this huge renewable energy source into usable energy. A look at Figure 1 reveals that high average wind speeds of 10 m/s or more are available near the arctic and Antarctic regions. Therefore, it would appear that any serious effort to mount a World War II type effort to combat global warming by transitioning to carbon-free power production has to include the ocean wind resources.

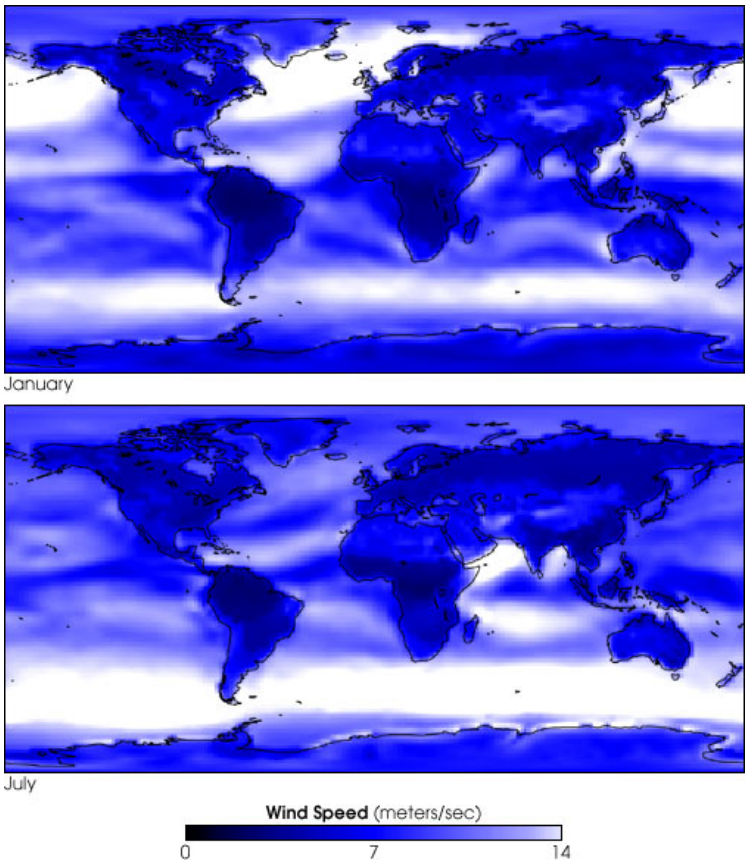


Figure 1 Global Wind Energy Supply [9]

The Energy Ship Concept

In 2009 Platzer and Sarigul-Klijn [10] proposed to convert the ocean wind power into storable energy by means of sailing ships. To this end, ship-mounted hydropower generators convert the propulsive ship power into electric power which then is used to electrolyze sea water into hydrogen. The hydrogen then is compressed on the ship and transported to on-shore power plants where it is either re-converted into electric power and potable water or used directly for cooking, heating or transportation purposes.

The reasoning for this concept stems from the consideration that an immediate conversion of the wind power into electricity by means of a stationary wind turbine imposes an unnecessary limitation. By necessity, the wind capture area has to be large in order to convert wind into a few megawatts of electric power. Therefore, the placement of huge wind turbines on floating platforms as the next logical step beyond the development of off-shore based stationary wind turbines presents serious technical challenges. Instead, one may ask whether there are advantages if the requirement of direct conversion of wind into electricity is dropped in favor of converting the wind power into propulsive ship power using the well-established sailing ship technology. Of course, the basic physics still mandates a large capture area, albeit a somewhat smaller one if larger wind speeds are available than on or near land. The sailing ship offers the immediate advantage that it can seek out the most favorable wind conditions for power

generation and that it can be moved out of the path of oncoming storms using readily available meteorological information. A further advantage is the size reduction of the power generator, made possible by the use of hydro-turbines operating at relatively high water speeds.

Kim and Park [11] independently proposed a similar energy ship concept at almost the same time as Platzer and Sarigul-Klijn [10]. However, they are trying to exploit the stronger winds available at altitude by propelling a large ship with a parawing flying at heights of some 1400 m above sea level.

The overall energy ship system proposed by Platzer and Sarigul-Klijn [10] is shown in Figure 2. The ship is propelled by suitable sails and the ship-mounted hydro-turbines are coupled to electric generators. The electricity is then used to generate and store hydrogen for delivery to shore by specially configured hydrogen tankers for re-conversion into electricity, transport or other uses. A welcome by-product of the re-conversion into electricity is potable water.

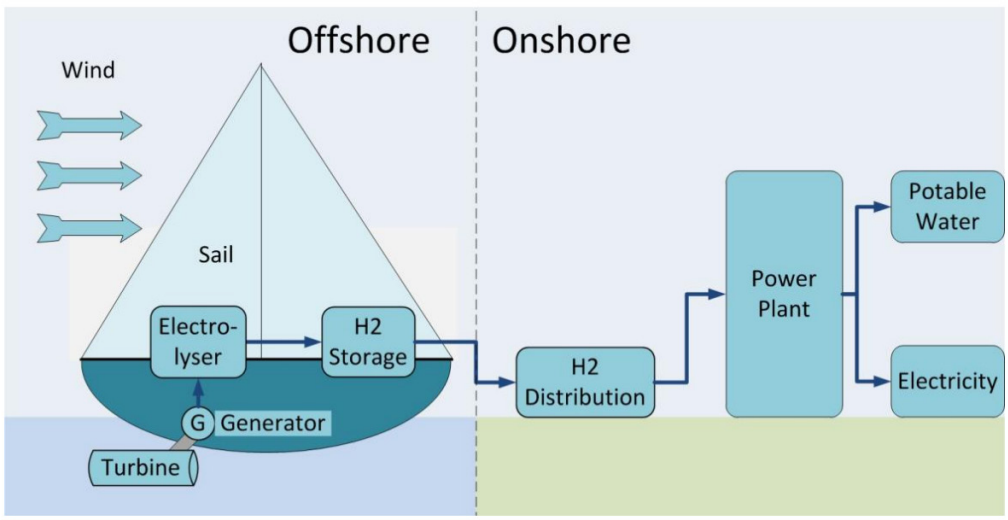


Figure 2 Energy Ship Process Flow [9]

The Sailing Ship

Recent advances in sail technology suggest the use of rigid wing sails, as proposed for example by Ouchi et al [12], Figure 3, to achieve fuel savings during the operation of container ships. As is well known, the sails develop maximum thrust in the broad reach sailing condition where the apparent wind angle is between 110 to 120 degrees relative to the ship's path. As seen from Figure 4, the flow through the cascade of nine sails is fully attached producing thrust coefficients of approximately 1.9. Another analysis of wind assisted propulsion of cargo ships was published by Smulders [13]. He proposed to use rigid wing sails operating at thrust coefficients of 2.0 and rigid multi-wings operating at thrust coefficients as high as 2.8.

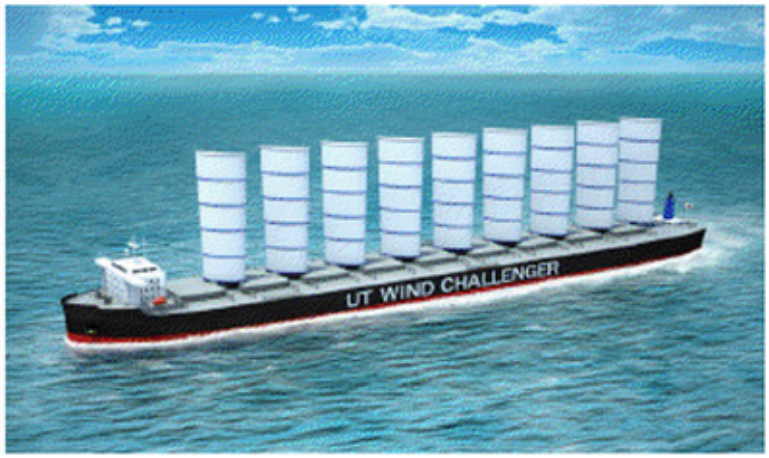


Figure 3 Rigid Wing Sails (Figures Reproduced from: Ouchi et al. [12])

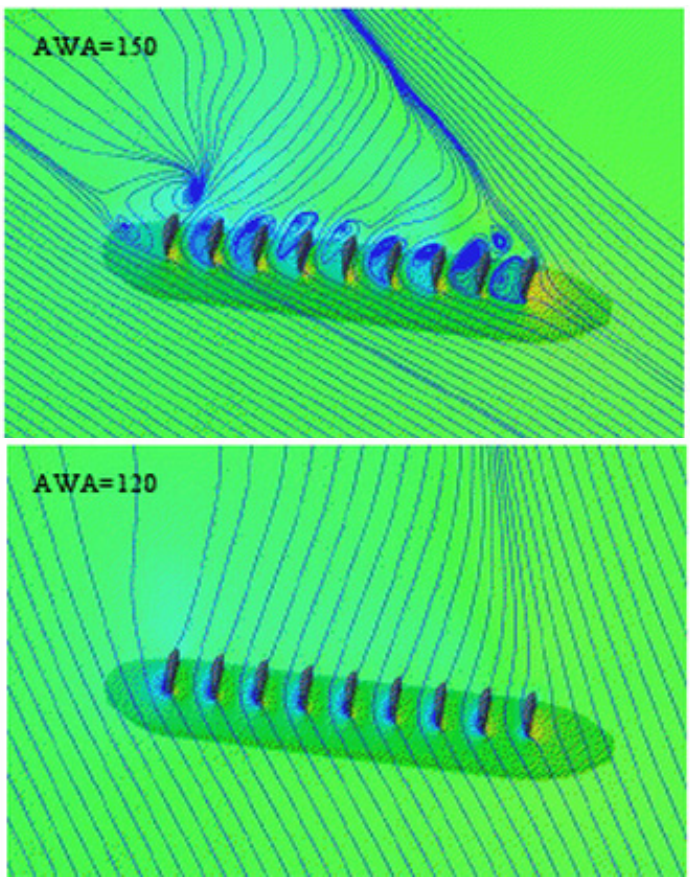


Figure 4 Performance of Rigid Wing Sails at various angles of attack (Figures Reproduced from: Ouchi et al. [12])

An energy ship has to be designed and operated for the specific mission of optimally converting the ocean wind power into mechanical power. There is little point in exploring the finer details of ship design in the present conceptual study. Therefore, for the scope of

this paper we consider only currently available ship architecture. The analysis therefore excludes any analysis of hydrofoil boats and other advanced technologies and considers only commonly used single and multi-hull technologies. A future energy ship design may feature more advanced technologies. This means that the following analysis is slightly conservative.

Sailing Ship Performance Analysis

For a preliminary analysis we limit ourselves to the consideration of the force balance only and defer the moment balance, i.e. the pitch and roll stability analysis. In order to obtain the sail area required to propel the sailing ship, the drag created by the ship and the attached hydropower generators needs to be estimated. The viscous drag of single-hull ships is computed using the formula recommended by the international towing tank conference ITTC [14] and adding the correction due to fouling [14].

$$\boldsymbol{\Delta C_f = \left[105\left(\frac{k_s}{L}\right)^{\frac{1}{3}} - 0.64\right] \times 10^{-3}} \tag{2}$$

Where,

$$k_s = Roughness\ of\ Hull = 150 \times 10^{-6}(meters)$$
$$L = Length\ of\ Water\ Line$$

For multi-hull ships experimental wave resistance data are available for the Wrigley and Dalhousie trimarans [15] which indicate that the wave resistance coefficients typically vary between 0.0005 and 0.002 at low Froude numbers. The total resistance coefficients therefore can be assumed to vary between 0.004 to 0.008.

For power extraction conventional hydro-turbines are the obvious choice. Indeed, small hydro-turbines are already offered by the Ampair Company [16] for electric power generation on small sailing boats. Another possibility is the use of flapping wing power generators which are being studied in the USA [17], Canada [18] and England [19].

First estimates of the power and drag of any power extraction device can be obtained from simple momentum theory [20]. Maximum power extraction occurs when the induced velocity is one third of the inflow velocity yielding for the power P

$$Power = P = \frac{A_{Disc}\rho}{2}(V - v)^2 \times 4v \tag{3}$$

Where,

$$A_{Disc} = Turbine\ Disc\ Area$$
$$V = Inlet\ Velocity$$
$$v = Induced\ velocity\ at\ the\ turbine\ disc$$

Where the power is at a maximum for a given flow,

$$v = \frac{1}{3}V \tag{4}$$

With,

$$P = \frac{16}{27}\frac{\rho}{2}V^3 A_{Disc} \tag{5}$$

and for the drag D

$$Drag = D = A_{Disc}\rho(V - v)2v \tag{6}$$

Which reduces to;

$$D = A_{disc}\rho V^2 \frac{4}{9} \tag{7}$$

If we substitute this into the standard Drag Formula;

$$D = \frac{C_d}{2}\rho V^2 A_{Disc} \tag{8}$$

We can find that;

$$C_d = \frac{8}{9} \tag{9}$$

The corresponding power and drag coefficient values are $c_p = 0.593$ and $c_d = 8/9$ if the dynamic inflow pressure and the disk area are used for non-dimensioning.

In their flapping-wing power generator studies Platzer et al [17] used the flapping wing area for non-dimensioning. For best performance the flapping amplitude is approximately twice the chord length of the flapping wing. The power and drag coefficient values given in the present paper are based on the flapping-wing definitions. Equivalent hydro-turbine values based on the disk area therefore would be approximately half the flapping-wing power generator values.

There is very little experimental information for the drag coefficients of hydro-turbines and flapping wing power generators. Very recently, Bryan [21] presented drag measurements of the Ampair turbine and found that the drag coefficient (based on the disk area) was approximately 0.6 and Platzer et al [17] measured the drag of a small flapping-wing generator and obtained drag coefficients of approximately 2.2. This would correspond to a value of 1.1 if based on the swept area. This value is in rough agreement with the computed values using computational fluid dynamics [17]. This indicates that drag coefficient values between 2.0 and 2.6 (based on flapping foil area) are reasonable estimates for the drag of hydropower generators.

Some insight into the feasibility of the energy ship concept can be obtained by varying the parameters governing the power production. Of major interest is the dependence of the sail area and the power generator size needed in order to generate a certain amount of power. Systematic studies were performed by Vogt et al [22]. Results from a variability analysis are shown in Figures 5 to 8. These results have been obtained using the following set of parameters:

Table 1 Set of parameter used for energy ship variability analysis

Power output	1.5MW
Wind Speed	10m/s
Sail lift coefficient	1.5

Power coefficient	0.6
Power generator drag coefficient	2.5
Wetted area	2000 m^2

In Figure 5 the effect of ship speed and ship resistance on sail area is depicted. It is seen that there is an optimum ship speed between 6 and 8 m/s depending on the chosen ship resistance coefficient. Sail areas below 15,000 m^2 are considered feasible and therefore are indicated in yellow color. The blue line indicates the optimum ship speed at the respective variable setting and is referred to as "Optimized Design Region".
A quite similar behavior is found in Figure 6 where the ship resistance drag is set at 0.004. It is seen that ship resistance coefficients above 0.008 and power outputs greater than 2 MW cause the sail area to exceed 15,000 m^2. In Figure 7 the dependence on power generator drag is shown. In Figure 8 it is shown that ship speeds of at least 5 m/s must be achieved in order to keep the wing size of the oscillating-wing power generator below 20 m^2.

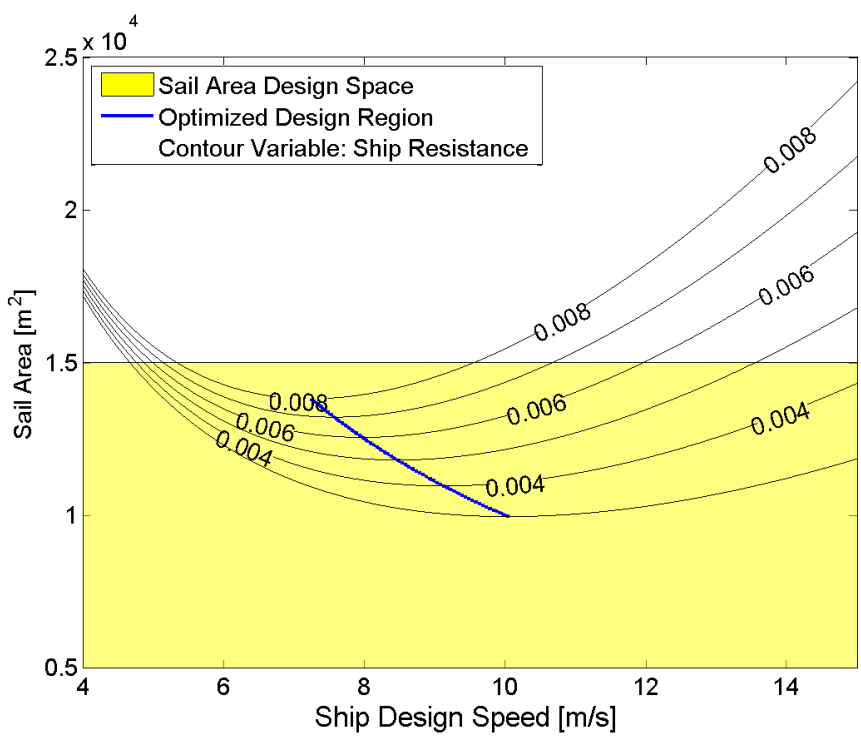


Figure 5 Required Sail Area varying with Ship Speed and Ship Resistance.

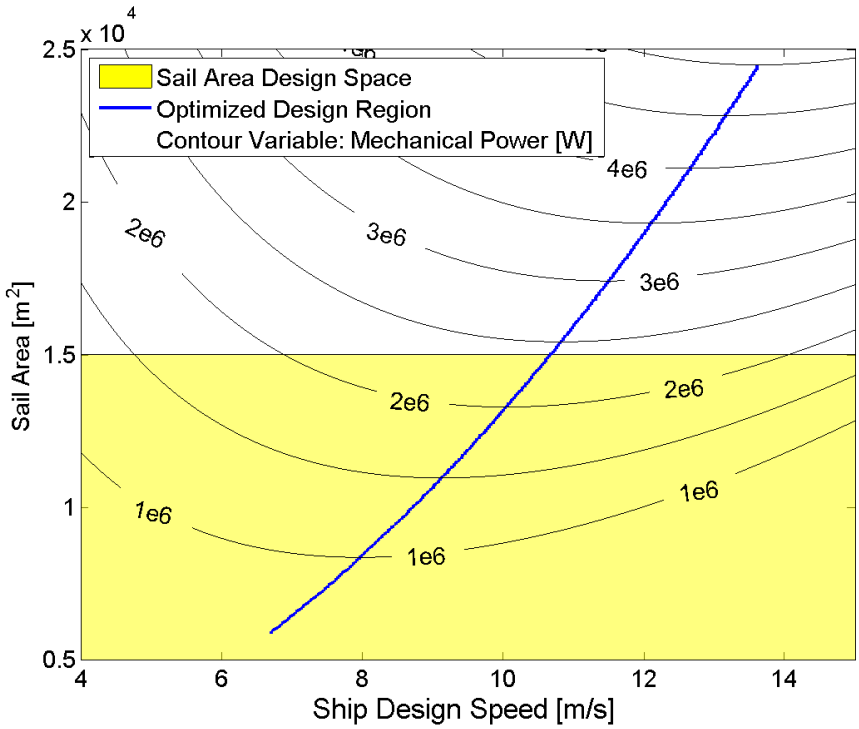


Figure 6 Required Sail Area Varying with Ship Speed and Mechanical Power

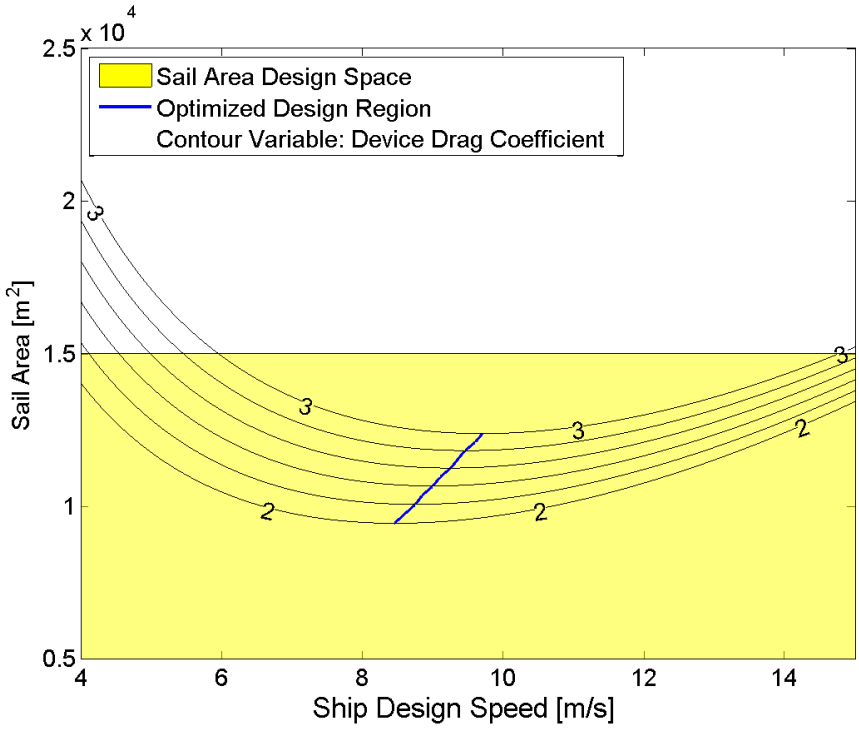


Figure 7 Required Sail Area Varying with Ship Speed and Device Drag coefficient

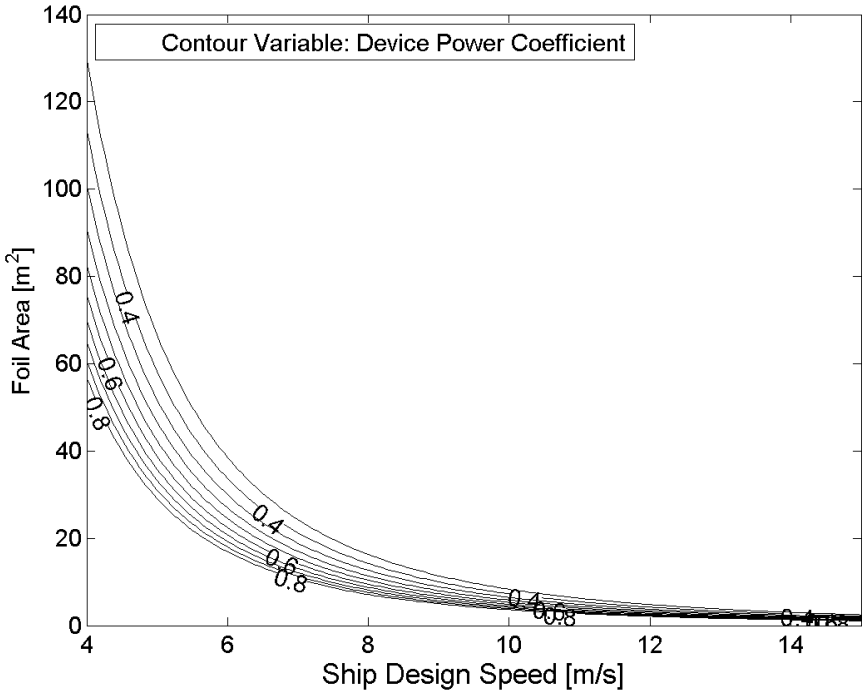


Figure 8 Required Oscillating Wing Foil Area Varying with Ship Speed and Device Power coefficient

Hydrogen Production

Having shown that a sailing ship with a sail area between 10,000 to 15,000 m^2 of sail area can deliver between 1 to 2 MW of electric power, we now turn to the equipment and power required to convert sea water into hydrogen. Although direct electrolysis of sea water has been demonstrated by Hashimoto and associates [23] it appears that it is preferable to first desalinate the sea water before subjecting it to electrolysis. The standard technology for desalination is reverse osmosis. It requires relatively little energy, as shown in Table 2. The two major commercially available electrolysers are the alkaline and the PEM (proton exchange membrane) electrolysers. Each design has advantages and disadvantages involving tradeoffs between cost and space, as shown in Table 3. Independent of size an electrolyser requires auxiliary equipment, consisting of pumps, cooling system and so on. As the rated power gets larger, the power consumed by the auxiliaries becomes insignificant.

Table 2 Reverse Osmosis Plant as Specified by Pure Aqua Inc. [9]

Generator Power	500kW	5MW
Required Fresh Water Flow (m^3/day)	2.16	21.6
Volume(m^3)	0.21	1.7
Weight(kg)	104	386
Energy Consumption abs (kW)	1.5	7.5
Energy Consumption Relative (%)	0.3	0.15

Table 2 Suitable Electrolysis Technology [9]

	Alkaline Electrolysis	**Proton Exchange Membrane Electrolysis**
Advantages	Low Price Wide Range of Manufacturers	Compact Light Quick Response Time
Disadvantages	Heavier	Expensive
Spec. Weight [kg/kW]	34.4	13.1
Spec. Volume [m^3/kW]	0.14	0.02
Spec. Price [€/kW]	1302	4750

Hydrogen Storage

The very low density of hydrogen presents a well know storage problem. Cooling hydrogen down to very low temperatures so that it becomes a liquid requires large amounts of energy and causes boil-off problems. The two other storage options are the compressed gas option and the metal hydride storage technology. It appears that the compressed gas option is the preferable approach at this stage of development.

Example Calculation

Sea water is pumped into the system by a saltwater pump and pressed through a reverse osmosis membrane. The desalinated water flow is split into two streams, one is fed into the alkaline electrolyser and the other one is used to cool the produced hydrogen before and after compression into hydrogen tanks for storage. It is assumed that 1,000 kW is available for the alkaline electrolyser. A market survey shows that 5.2 kWh/Nm^3 is generally quoted for its power consumption. This translates to a mass of 0.0173 kg/kWh assuming a hydrogen density of 0.08988 kg/Nm^3. Hence 1000 kWh produce 192.3 Nm^3 of hydrogen per hour or 17.3 kg hydrogen per hour or 2906.4 kg hydrogen per week (168 hours). Furthermore, 192.3/2 Nm^3/h of oxygen are produced. Assuming an oxygen density of 1.4277 kg/Nm^3 this amounts to 137.3 kg of oxygen per hour.

The power required for pumps, cooling, and controlling the electrolyser amounts to only 2 or 3 percent of the total electrolyser power consumption [9]. 1.5 kW is needed to produce a fresh water flow of 2.6 liter per day and 7.5 kW to produce 20.8 liter per day [9]. The energy required to compress 1 kg of hydrogen gas to 350 or 700 bar is 2.1 or 2.7 kWh, respectively [9]. Therefore 17.3 kg hydrogen require 36.33 or 46.7 kWh, respectively. Hence desalination, compression and other auxiliary equipment require only a relatively small amount of power.

Ship-to-Shore Transportation

The hydrogen and oxygen accumulating on the energy ships in pressure tanks needs to be transported from time to time to shore in separate ships. Hence an additional tanker fleet is required to fully implement the energy ship concept. The transfer of the hydrogen and oxygen from the energy ships to the tankers on the high seas is unlikely to present a particular technical challenge, but no detailed analysis can be offered at this time to estimate the additional power and infrastructure costs required to build up and maintain the necessary fleet of hydrogen/oxygen tankers. Furthermore, it is possible that air transport by means of hydrogen-powered airships might be a faster and more efficient option than sea transport.

Hydrogen-Oxygen Power Plant

A further additional key technology for the exploitation of ocean surface winds is the feasibility of efficiently re-converting the stored pressurized hydrogen and oxygen into electricity. Current work at the Graz Institute of Technology in Austria indicates the feasibility of operating industrial-scale hydrogen-oxygen power plants. Jericha et al [24] describe a hybrid power plant which incorporates solid oxide fuel cells into an innovative power cycle with steam as working fluid. This innovative power cycle is based on the so-called “Graz cycle” proposed by Jericha [25] to use a high-temperature and a low-temperature steam cycle. The high-temperature part of the power plant consists of the fuel cells, the combustion chamber, the high-temperature steam turbine, the high-pressure steam turbine, the compressor and the heat recovery steam generator. The low-temperature steam loop consists of the low-pressure steam turbine, the condensate, the feed pump, the deaerator and the high-pressure steam supply to the steam compressor feeding the fuel cells. Steam is compressed to 41 bar starting from 1 bar at 100 degree Celsius, supplying the fuel cells which are arranged in parallel. 1.568 kg/s of pure hydrogen and 12.44 kg/s of oxygen in stoichiometric ratio are fed into the fuel cells at 41 bar to deliver an electric output of 30 MW and to heat the steam to 600 degree Celsius. The hydrogen and oxygen then are burned in a combustion chamber behind the fuel cells and the resulting 1550 degree Celsius hot steam then is passed at 40 bar through the high-temperature turbine to produce an electric output of 109 MW. The total power output therefore is 139 MW at a net thermal efficiency of 74% for this hybrid power cycle where the hydrogen and oxygen are supplied from storage tanks at a pressure of 60 bar. An additional output is 14.01 kg/s of water. It is seen that this hybrid power plant makes it possible to overcome the current size limitations of fuel cells and to produce electric power at remarkably high efficiency.

Production of Potable Water

Normally, the processes involved in energy production and desalination of sea water are thought of as two separate processes. However, the "waste" product resulting from the hydrogen-oxygen based electric power generation is potable water. This fact is likely to become increasingly important in the near future, as the global warming effect causes increasing water shortages in many countries. This possibility of simultaneous electricity and potable water production should be taken into account when considering the total cost of sailingship-based power generation. Two case studies illustrate the potential of this type of power and water production in more detail.

Australia Case Study

McKay [1] gives the total Australian energy consumption as approximately 200 kWh/person/day. This agrees with the energy use of 194.4 kWh/person/day, as detailed in the Energy in Australia report of 2011 issued by the Department of Resources, 2011. The 200 kWh/person/day correspond to 8.33 kW per person. Using Jericha's power plant electrical power output of 139.6 MW and water production of 14.01 liter/s or 1210464 liter/day this number has to be multiplied with the factor of 8.33/139600 = 0.00006 to obtain the water production which corresponds to the daily energy production of 200 kWh. One obtains 72.6 liter of water/person/day. The Australian Department of Sustainability lists a total water use and dissipation of 1710 liter/person/day and a residential use of 177 liter/person/day. Therefore with complete transition to hydrogen roughly 4.2 percent of the total Australian water demand and 41 percent of the residential use could be covered. The total Australian power demand is obtained by multiplying the power demand per person with a population number of roughly 23 million, hence 8.33 times 23 million is 190,900 MW. A fleet of 200,000 energy ships (with an output of only 1 MW) therefore should be sufficient to enable the transition to a full hydrogen economy in Australia. With increasing experience the output per ship is certain to increase and thus to reduce the size of the energy ship fleet.

Small Island Case Study

Between 2004 to 2008 Norsk Hydro Company developed and tested a full-scale, wind-hydrogen energy system on the Norwegian island of Utsira. The objective was to demonstrate how renewable energy can provide a safe, continuous, and efficient energy supply to remote areas. In this pilot project, 10 households were supplied exclusively by the energy generated from wind turbines. The excess wind power was used to produce hydrogen by means of a 48 kW electrolyser. The hydrogen was compressed to 200 bar and stored. During times of insufficient or prohibitively strong wind activity a 55 kW MAN hydrogen internal combustion engine and a 10 kW proton-exchange-membrane (PEM) fuel cell were used to convert the stored hydrogen into electric power.

In order to create a similar hypothetical study, a simulated island was created using the Australian energy data with all the elements of heavy industry removed. This yields an

energy consumption of 80 kWh/person/day and a water consumption of 1365 liter/person/day. Assuming 1000 island inhabitants 4170 kg of hydrogen are delivered by the energy ship and converted into the required electric power by a fuel cell which delivers 29200 liter of water. Hence the water delivered per person is 29 litre/person/day which is only 2% percent of the needed daily water per person. The conclusion to be drawn from this analysis is that high energy usage per capita is required to result in a more significant amount of water. The boost in energy usage per capita comes from the heavy industries such as minerals and metal processing.

Additional Considerations

The question arises whether it is optimal to regard each energy ship as a unit which has to contain both electric power production and the hydrogen/oxygen production and storage equipment in one and the same ship. As shown above, the typical power production will be in the order of one to three megawatt in order to keep the ship size reasonably small. However, it stands to reason that the two functions ought to be separated. This leads to a "convoy concept" where the "mother ship" is being provided with the electric power to desalinate and electrolyse the sea water and compress and store the produced hydrogen and oxygen for eventual intermittent transfer to the coast by special hydrogen/oxygen tankers. The transmittal of the electric power to the mother ship occurs by means of cables from separate power generating ships that are equipped with the hydro-electric power generators to produce a specified amount of electric power. The mother ship and the power generating ships therefore can sail independently but close to each other so that the electric power can be transmitted by means of flexible cables between the ships. This arrangement has the advantage that the mother ship can be designed similar to a standard sailing ship because it is not penalized by attached drag producing hydropower generators and the power generating ships can be optimized for this function only. Furthermore, the power generating ships can likely be operated remotely from the mother ship which carries the crew necessary to navigate the convoy and monitor the hydrogen/oxygen production, compression and storage facilities. As a result the convoy can operate as a close coupled unit which can produce ten or even 20 megawatt of power if ten or twenty power generating ships are sailing in close proximity of the mother ship. The total number of convoys needed to supply Australia, for example, would reduce to ten or twenty thousand convoys.

Acknowledgements

Part of the work has been financed within the EU funded Erasmus Mundus Master program THRUST (Turbomachinery Aeromechanical University Training, www.explorethrust.eu) under the grant agreement number 2010-2459/001-001-EM II-EMMC within the framework partnership agreement Nr 2010-0134. The authors gratefully acknowledge the financial support from the Education, Audiovisual and Culture Executive Agency (EACEA) of the European Commission.

References

[1] MacKay, David J.C., 2009, "Sustainable Energy –without the hot air", UIT Cambridge Ltd., PO Box145, Cambridge, England

[2] United States Energy Information Agency

[3] http://en.wikipedia.org/wiki/Global_warming, accessed on 2013-05-06

[4] Stager, Curt, 2012, "Deep Future, the next 100,000 years of life on earth", Thomas Dunne Books, St. Martin's Griffin, New York

[5] Barnosky, Anthony D., et al, "Approaching a state shift in Earth's biosphere", *Nature,* Vol. 486, pp. 52-58, 7 June 2012

[6] Time Magazine, 1 June 2009, page 34

[7] Jacobson, Mark Z. and Delucchi, Mark A., "A Path to Sustainable Energy by 2030", Scientific American, pp. 58-65, November 2009

[8] Jacobson, Mark Z. and Archer, Christina L., "Saturation wind power potential and its implication for wind energy", Proc. Nat. Acad. Sci., Vol. 109, No. 39, pp. 15679-15684, 25 September 2012

[9] Fournier, Jonathan; Jafri, Yawer Hussain; Tjaden, Bernhard; Tsakmakis, Emanuel; Vijay, Pooja; Walsh, Rachel; Weizenbeck , Josef . "Technical and Business Analysis: Energy Ship Concept Development and Implementation", Internal Report No KTH-HPT-3/12, Institute of Energy Technology, Royal Institute of Technology, June 5, 2012.

[10] Platzer, M.F. and Sarigul-Klijn, N., "A Novel Approach to Extract Power from Free-Flowing Water and High-Altitude Jet Streams," Proceedings of the ASME Energy Sustainability Conference, San Francisco, CA, 19-23 July 2009, ES2009-90146

[11] Kim, J. and Park, C., "Wind Power Generation with a Parawing on Ships, a Proposal", *J. Energy,* Vol. 35, pp. 1425-1432, 2010

[12] Ouchi, K., Uzawa, K., Akhiro, K., "Huge Hard Wing Sails for the Propulsor of Next Generation Sailing Vessel", 2nd Int. Symp. on Marine Propulsors, Hamburg, June 2011

[13] Smulders, F., Exposition of Calculation Methods to Analyse Wind Propulsion on Cargo Ships", Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol. 19, pp. 187-203, 1985

[14] Lawson, K.G. and Tupper, E.C., "Basic Ship Theory", Butterworth Heinemann, Oxford 2001

[15] Peng, Hongxuang, "Numerical Computation of Multi-Hull Ship Resistance and Motion", PhD thesis, Dalhousie University, June 2001

[16] Ampair Energy Ltd, UW 100 Hydro Turbine Technical Manual 2009

[17] Platzer, M.F., Sarigul-Klijn, N., Young, J., Ashraf, M.A., Lai, J.C.S., "Renewable Hydrogen Production using Sailing Ships", ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, Denver, CO, 11-17 November 2011, IMECE2011-62311

[18] Kinsey, T. and Dumas, G., "Testing and Analysis of an Oscillating Hydrofoils Turbine Concept", ASME FEDSM-ICNMM2010-30869, 1-5 August, 2010

[19] Pulse Tidal Limited 2010, http://www.pulsegeneration.co.uk

[20] Glauert, H., "The Elements of Airfoil and Airscrew Theory", Cambridge University Press 1926

[21] Bryan, G., "Experimental and Computational Fluid Dynamic Analysis of Axial-Flow Hydrodynamic Power Turbine", MSME Thesis, Naval Postgraduate School 2013

[22] Vogt, D., Lennie, M., Platzer, M.F., “A New Concept to Harness the Ocean Wind Power”, Internal Report, Institute of Energy Technology, Royal Institute of Technology, Stockholm 2013
[23] Kato, Z., Izumiya, K., Kumagai, N., Hashimoto, K., “Energy-Saving Seawater Electrolysis for Hydrogen Production”, J. Solid-State Electrochemistry, Vol. 13(2), pp. 219-224, 2009
[24] H. Jericha, V. Hacker, W. Sanz, G. Zotter, “Thermal Steam Power Plant Fired by Hydrogen and Oxygen in Stoichiometric Ratio, Using Fuel Cells and Gas Turbine Cycle Components”, ASME GT2010-22282, June 14-18, 2010
[25] H. Jericha, “Efficient Steam Cycles with Internal Combustion of Hydrogen and Stoichiometric Oxygen”, CIMAC Paper , Oslo 1985

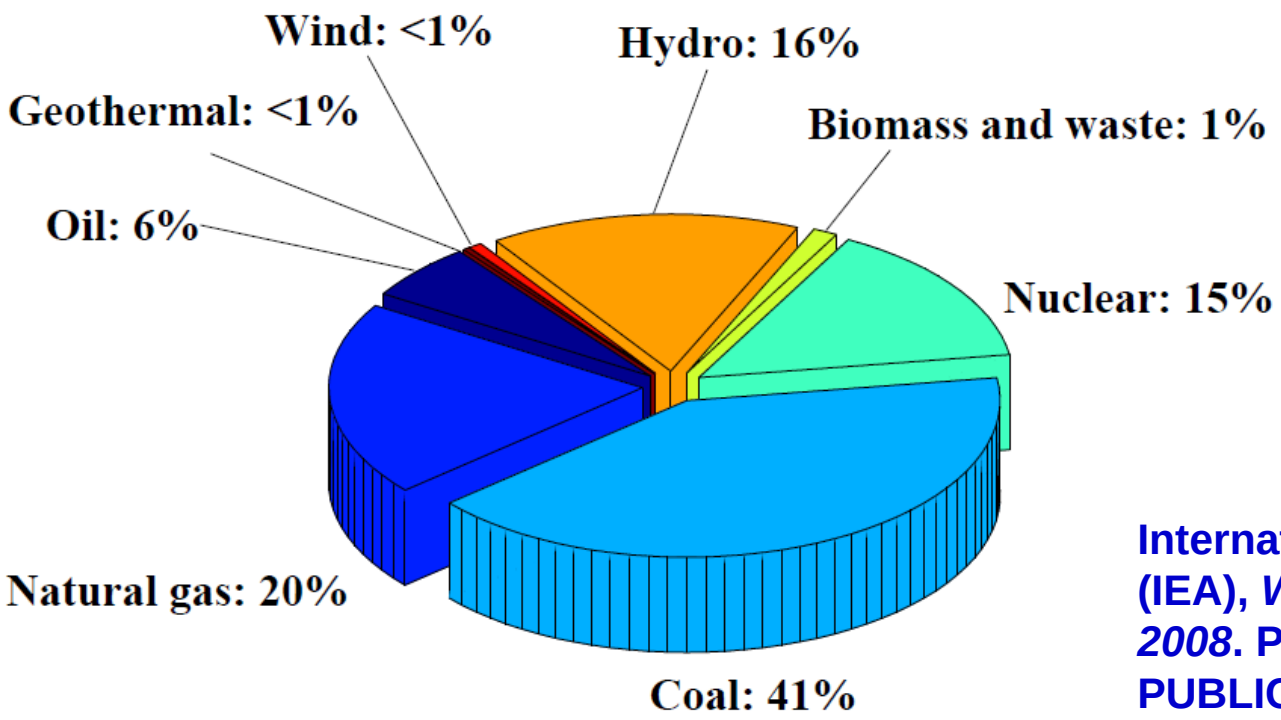
ETH Zürich - MPC course 2013

MPC for airborne wind energy generation

Lorenzo Fagiano
fagiano@control.ee.ethz.ch

High-Altitude Wind Energy (HAWE): motivations

- At present, almost 70% of the world electric energy (and 80% of total primary energy demand) is produced by using **fossil sources** (oil, gas, coal).



International Energy Agency (IEA), *World Energy Outlook 2008*. Paris, France: IEA PUBLICATIONS, 2008.

High-Altitude Wind Energy (HAWE): motivations

- Global energy consumption is projected to **grow by 50% in 2030**.

- The **economical**, **geopolitical** and **environmental problems** related to fossil sources are becoming everyday more and more evident.

- The actual renewables are not competitive with fossil fuels, due to **high costs** of the related technology, **large land occupation** and **non-uniform availability**

- The use of renewable sources grows only thanks to incentives (e.g. feed-in tariff)

Actual wind energy

- Average yearly growth of about 25-30% of the installed capacity in the last years
- Global investment for new installations: more than 45 billion $ in 2008 (> 50% of all renewables)
- Projected to reach 4.5% of total electricity generation in 2030 worldwide (8% in OECD Countries)

Global Wind Energy Council, *Global Wind Energy Outlook 2008*

International Energy Agency (IEA), *World Energy Outlook 2009*. Paris, France: IEA PUBLICATIONS, 2009.

Actual wind energy

JOURNAL OF GEOPHYSICAL RESEARCH, VOL. 110, D12110, doi:10.1029/2004JD005462, 2005

Evaluation of global wind power

Cristina L. Archer and Mark Z. Jacobson

Department of Civil and Environmental Engineering, Stanford University, Stanford, California, USA

Received 20 September 2004; revised 14 March 2005; accepted 29 March 2005; published 30 June 2005.

[1] The goal of this study is to quantify the world's wind power potential for the first time from data. Wind speeds are calculated at 80 m, the hub height of modern, 77-m diameter, 1500 kW turbines. Since relatively few observations are available at 80 m, the Least

...

are representative of the global distribution of winds, global wind power generated at locations with mean annual wind speeds $\geq$ 6.9 m/s at 80 m is found to be ~72 TW (~54,000 Mtoe) for the year 2000. Even if only ~20% of this power could be captured, it could satisfy 100% of the world's energy demand for all purposes (6995–10177 Mtoe) and over seven times the world's electricity needs (1.6–1.8 TW). Several practical barriers need to be overcome to fully realize this potential.

Actual wind energy

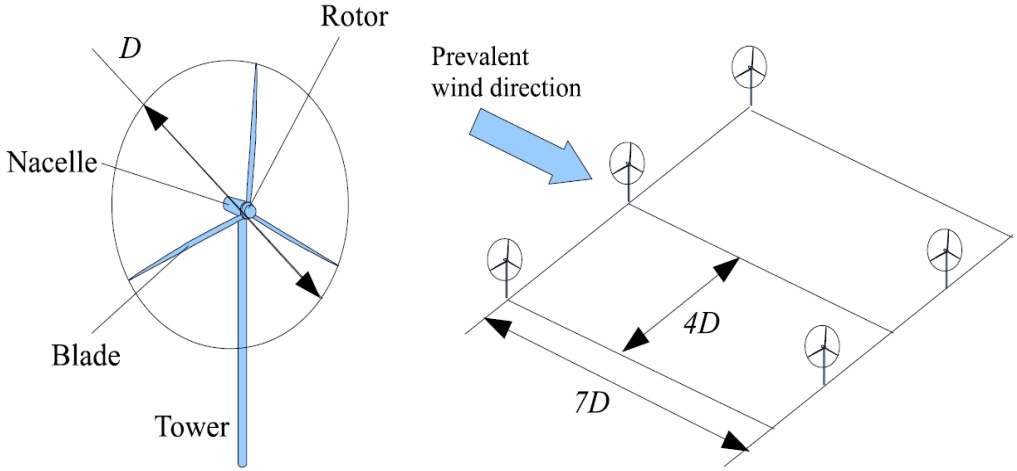
T. Burton et al., *Wind Energy: Handbook*. John Wiley and Sons, 2001

- Wind energy could supply the whole global energy need, however the **actual wind technology is not able to exploit such a potential**.

- The actual commercial 3-MW inland wind turbines are about 100-m high, with 90-m-diameter rotors. The weight of rotor + tower is **about 270 t**.

- In a good windy site, a wind tower produces **30%-40%** of its rated power.

- The average energy per unit area of a wind farm is **about 3.5 MW/km^2**



Sketch of a wind tower and of a wind farm

HAWE: motivations

- **No breakthrough is expected** in the actual wind technology, but a series of incremental developments able to achieve at most +50% efficiency

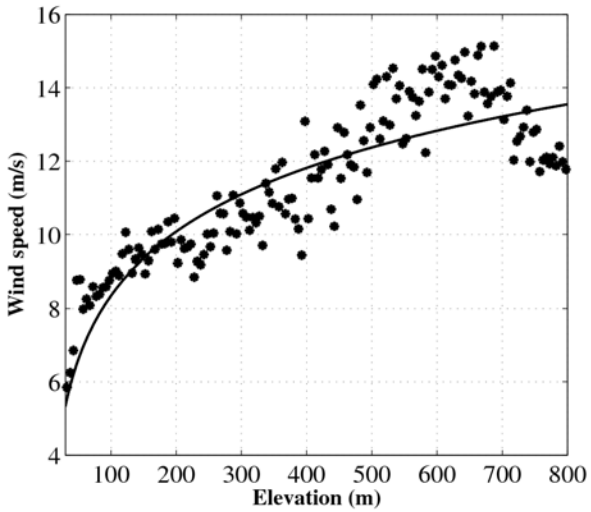
- Idea: try to convert the energy of **high-altitude wind** into electricity

The power of high-altitude wind

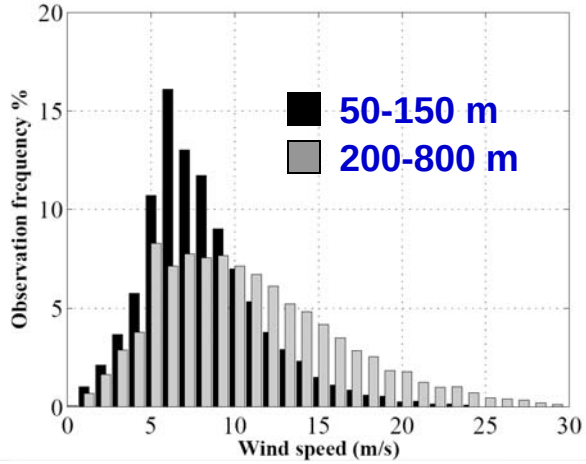
- Wind power is already extremely promising at **800 m above the ground** thanks to wind shear. The related wind power is almost **8 times greater** than the one globally available for wind towers.

- High-altitude wind is **stronger** and **more constant** than the wind blowing at 50 m - 150 m above the ground

- Stronger wind = **higher capacity factor** and **density** of generated power per km^2 of occupied land



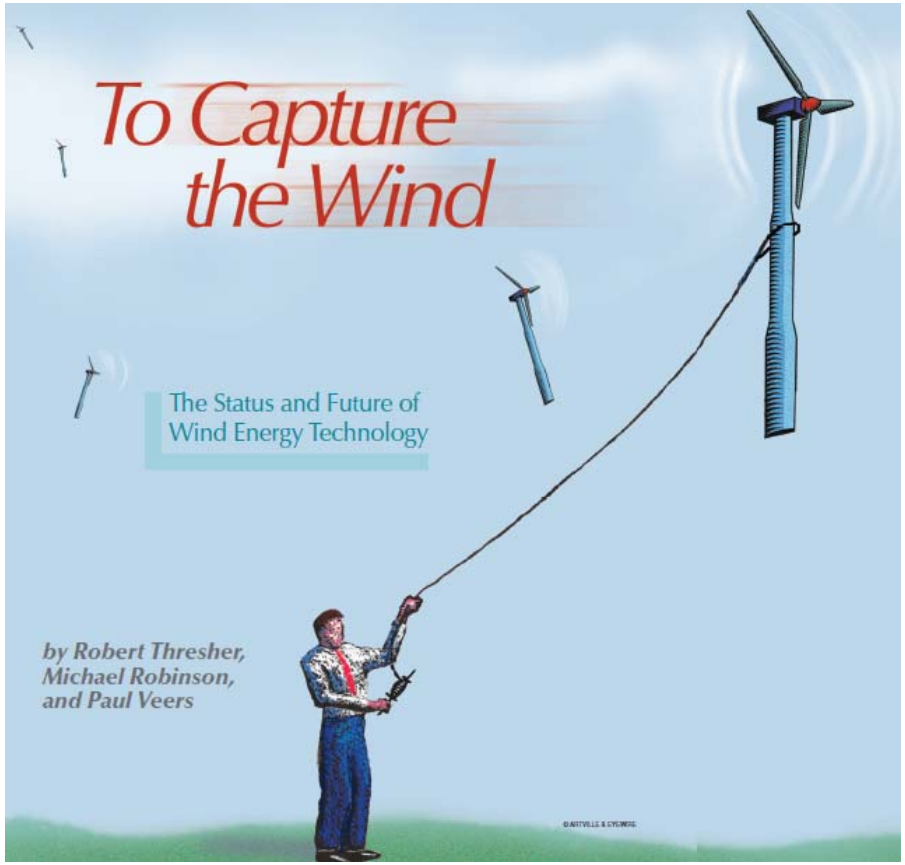
Wind shear model at De Bilt (NL)



Histograms of wind speed at De Bilt (NL)

HAWE: motivations

- Wind at 800 m is **out of the reach of current and future wind towers**, already struggling at 100 m.
- The structure that has to support the rotors becomes dramatically **heavier** and more **expensive** ("square-cube" law)



R. Thresher, M. Robinson, and P. Veers, *To capture the wind*, IEEE Power & Energy Magazine, 2007.

A radical shift of perspective

Light, dynamic and intelligent machines instead of heavy static structures

HAWE: basic concepts

106 J. ENERGY VOL. 4, NO. 3

ARTICLE NO. 80-4075

Crosswind Kite Power

Miles L. Loyd*

Lawrence Livermore National Laboratory, Livermore, Calif.

This paper describes a concept for large-scale wind power production by means of aerodynamically efficient kites. Based on aircraft construction, these kites fly transverse to the wind at high speed. The lift produced at this speed is sufficient to both support the kite and generate power. The equations of motion are developed, and examples are presented. One version, based on the C-5A aircraft, results in 6.7 MW produced by a 10-m/s wind. Extrapolation to newer technology, which is more comparable to modern wind turbines, indicates the production of 45 MW from a single machine. The detailed calculations are validated by comparison of their results with simple analytical models. The methodology used here lays the foundation for the systematic study of power-producing kites.

HAWE concepts

Ref.	Altitude	Lift	Generation
K.U. Leuven	BL	AD	GL
Politecnico di Torino	BL	AD	GL
T.U. Delft	JS	AD	GL
T.U. Delft	BL	AD	GL
Joby Energy	BL	AD	OB
Magenn Power	BL	AS	OB
Makani Power	BL	AD	OB
SkyWind Power	JS	RC	OB
Skymill	BL	RC	GL

Note: non-exhaustive list (situation evolves rapidly)

Altitude range
BL = Boundary Layer
JS = Jet Stream

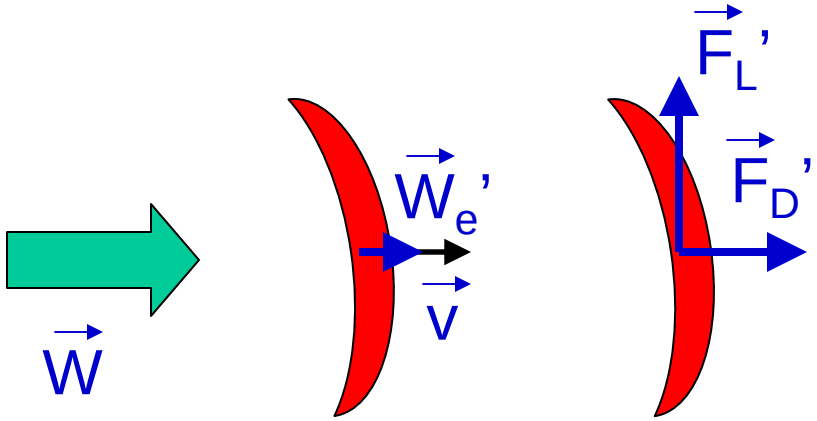
Lift type
AD = Aerodynamic lift
AS = Aerostatic lift
RC = Rotorcraft

Generator position
GL = Ground Level
OB = On Board

Only concepts that exploit “crosswind” flight are promising

Why crosswind?

I. “Simple” mode

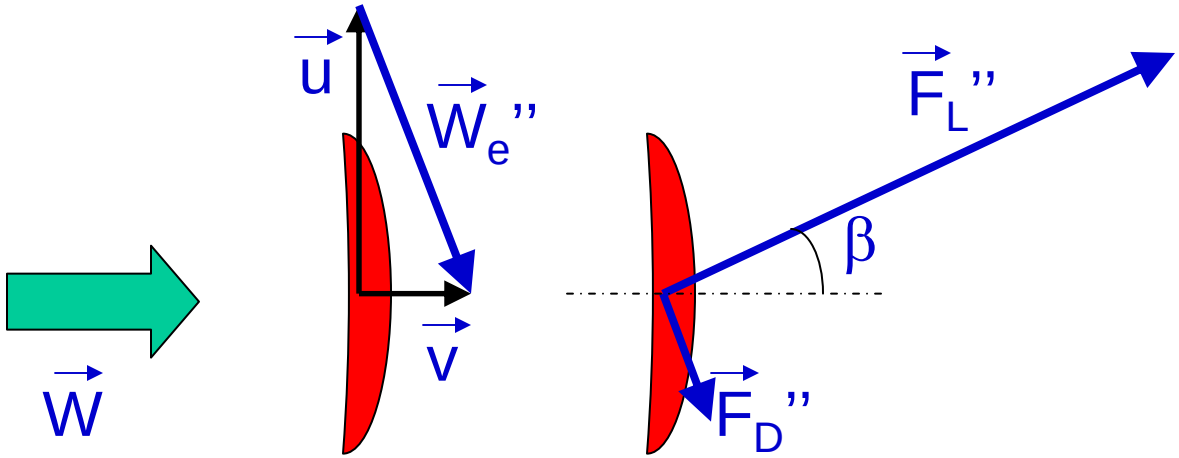


$$P'(v^*) = F_D'(v^*)\,v^*$$

$$P'(v^*) = \frac{1}{2}\rho A' C_D' \frac{4}{27} W^3$$

Why crosswind?

II. “Crosswind” mode



$$\boldsymbol{P}''\left(\boldsymbol{v}^*\right)=\left(\boldsymbol{F}_{\boldsymbol{D}}''\left(\boldsymbol{v}^*\right)\sin\left(\beta\left(\boldsymbol{v}^*\right)\right)+\boldsymbol{F}_{\boldsymbol{L}}''\left(\boldsymbol{v}^*\right)\cos\left(\beta\left(\boldsymbol{v}^*\right)\right)\right)\boldsymbol{v}^*$$

$$\boldsymbol{P}''\left(\boldsymbol{v}^*\right)\simeq\frac{1}{2}\rho\boldsymbol{A}''\boldsymbol{C}_{\boldsymbol{L}}''\boldsymbol{E}^2\frac{\boldsymbol{E}^2+1}{\boldsymbol{E}^2}\frac{4}{27}\boldsymbol{W}^3$$

Why crosswind?

$$P'(v^*) = \frac{1}{2}\rho A' C_D' \frac{4}{27} W^3$$

$$P''(v^*) \simeq \frac{1}{2}\rho A'' C_L'' E^2 \frac{E^2+1}{E^2} \frac{4}{27} W^3$$

$$\frac{P''(v^*)}{P'(v^*)} = \frac{A''}{A'} \cdot \frac{C_L''}{C_D'} \cdot E^2 \frac{E^2+1}{E^2} \simeq \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{1} \cdot 100 = 50!!$$

HAWE concepts

Some movies…

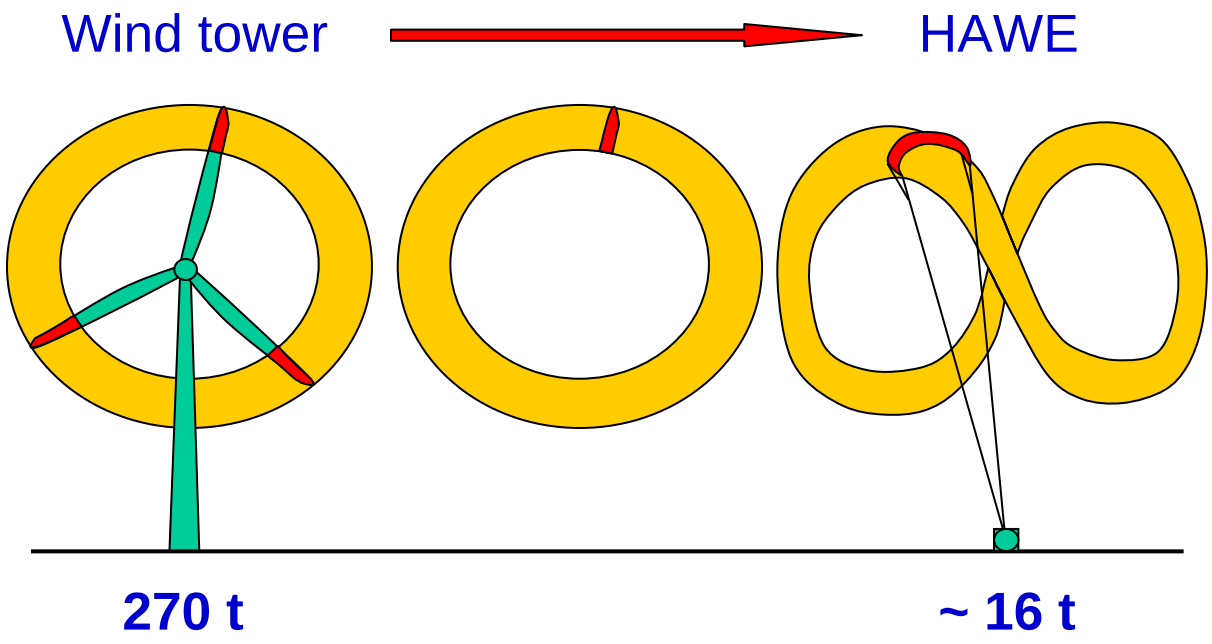
- Politecnico di Torino (Boundary Layer, Aerodynamic lift, Ground level generation)
- Skysails (Boundary Layer, Aerodynamic lift, Ground/sea level generation)
- Makani Power (Boundary Layer, Aerodynamic lift, On-board generation)

HAWE concepts

- On-board and Ground-level concepts theoretically have similar power curves
- Ground-level generation appears to be more viable for large-scale generators
- Flexible wings vs. Rigid wings
- Number of lines?

HAWE: basic concepts

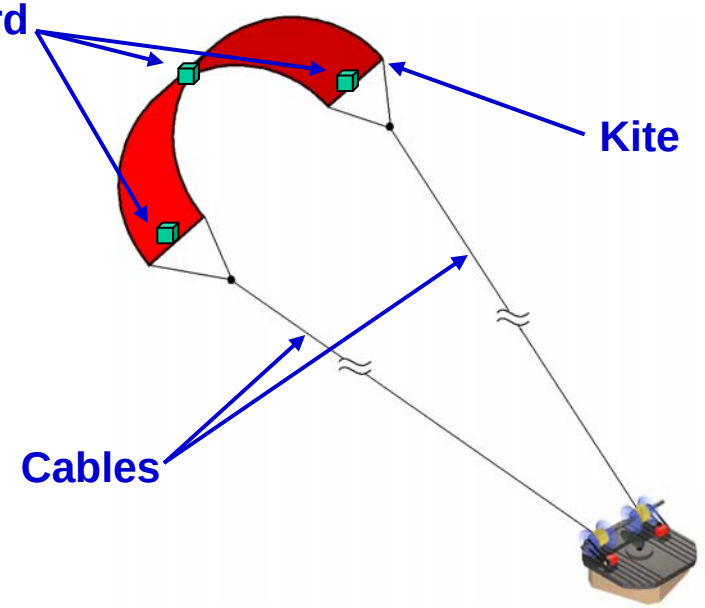
- In wind towers, the outermost 30% of the blades contributes for 80% of the power.



- **Replace** the bulky structure of **the tower** with a **light and efficient tethered wing** and generate energy at ground level.

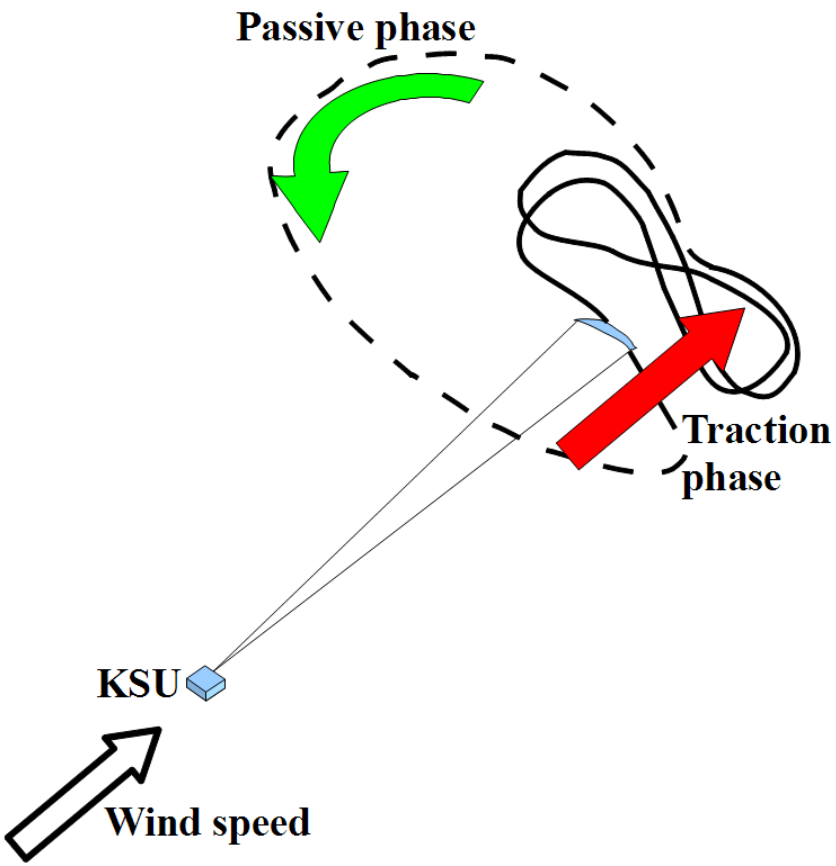
HAWE: basic concepts

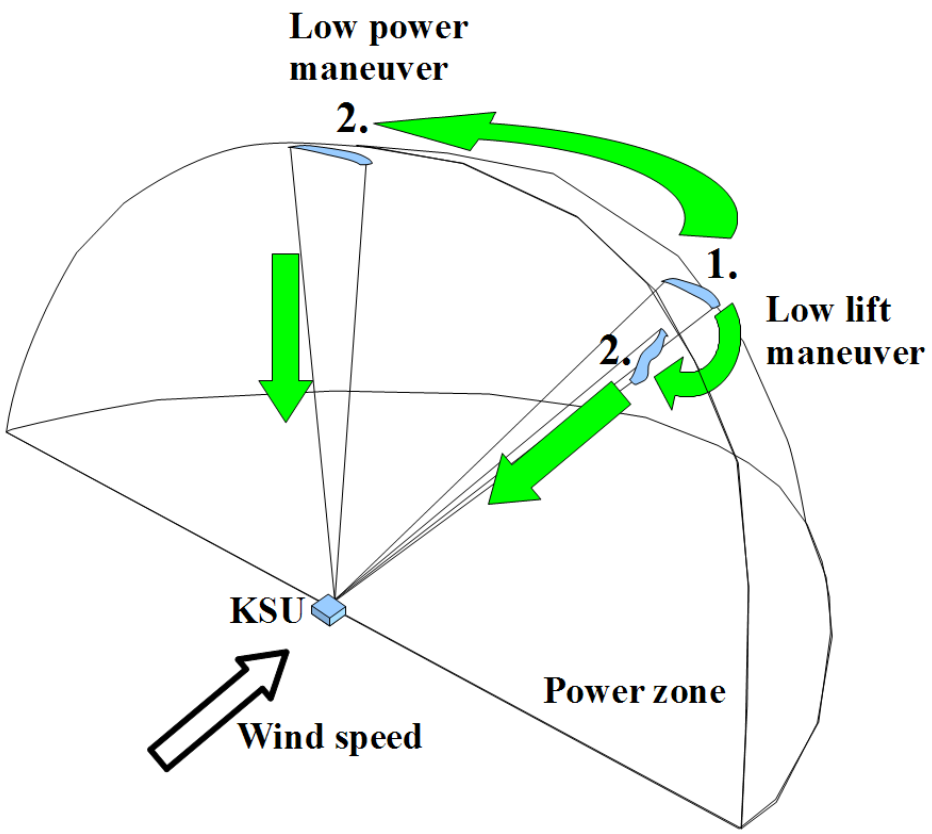
- The core of HAWE is the **Kite Steering Unit** (KSU)



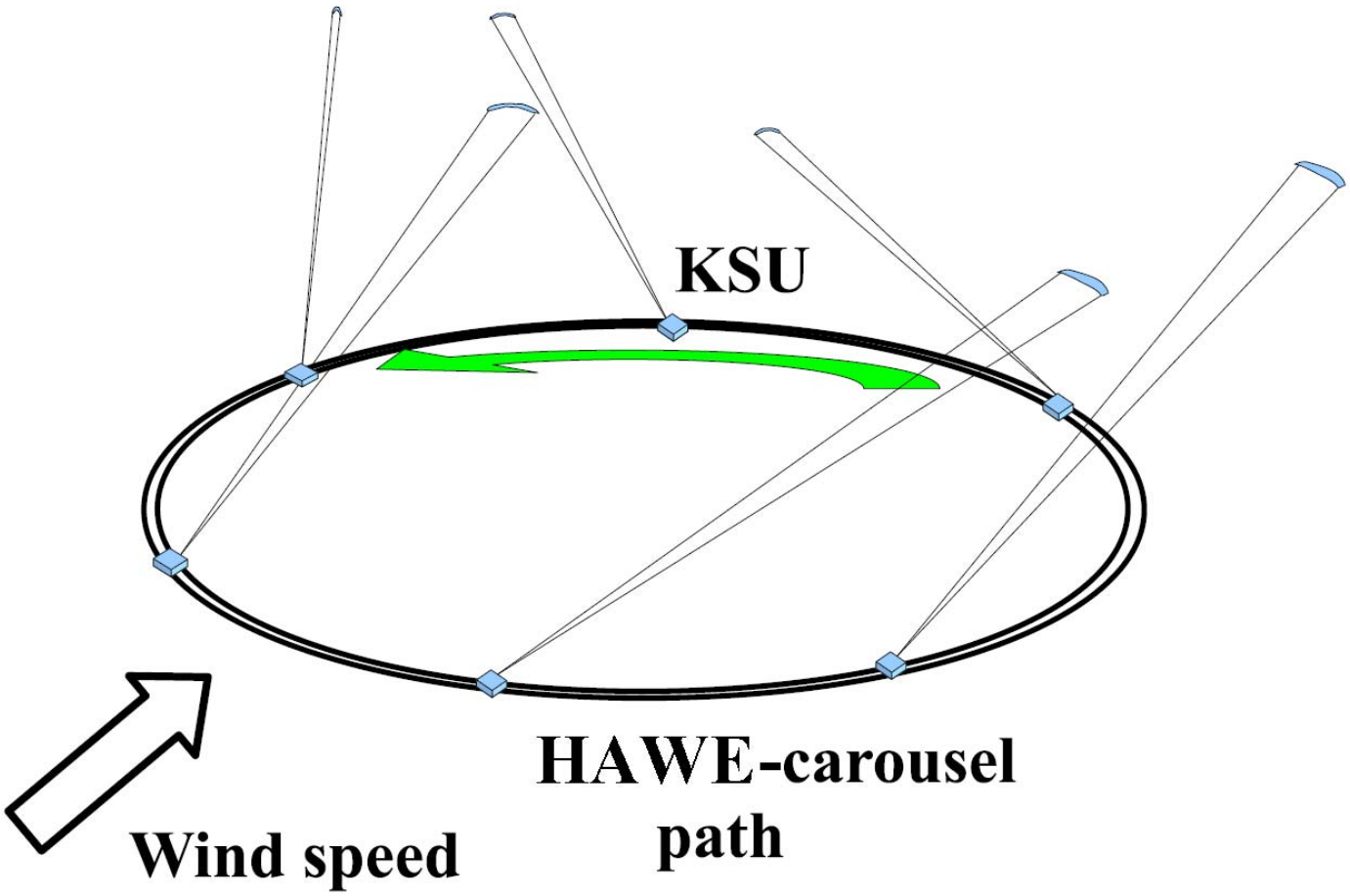
- The KSU can be employed to generate energy in **different ways**

HAWE-yoyo configuration

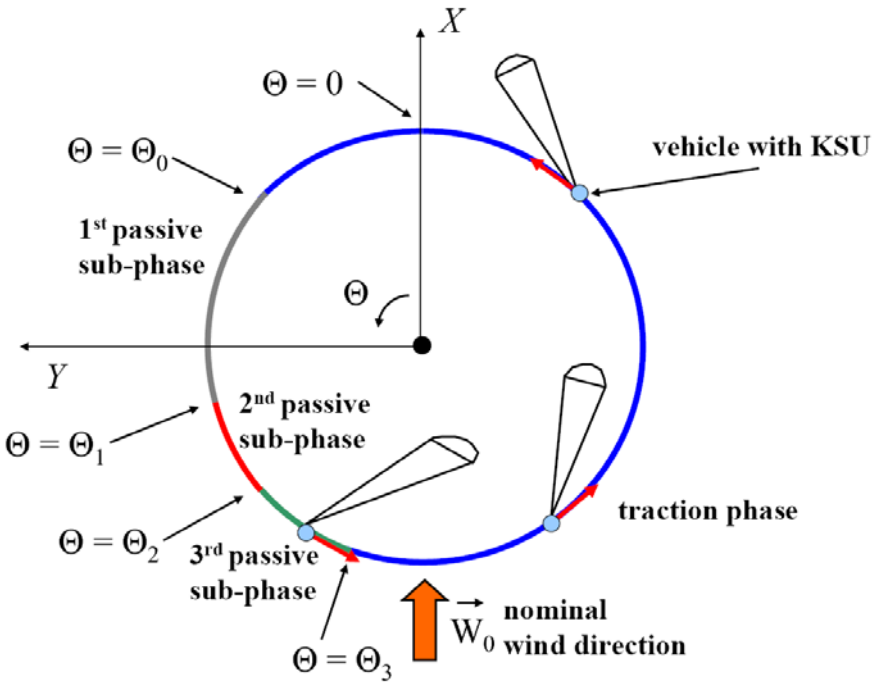




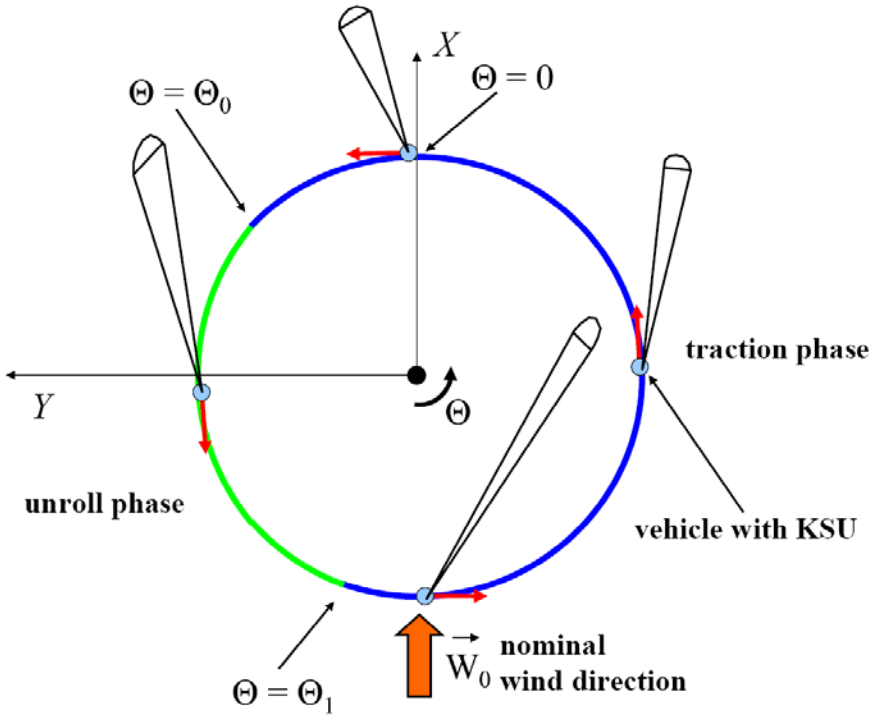
HAWE-carousel configuration



HAWE-carousel configuration



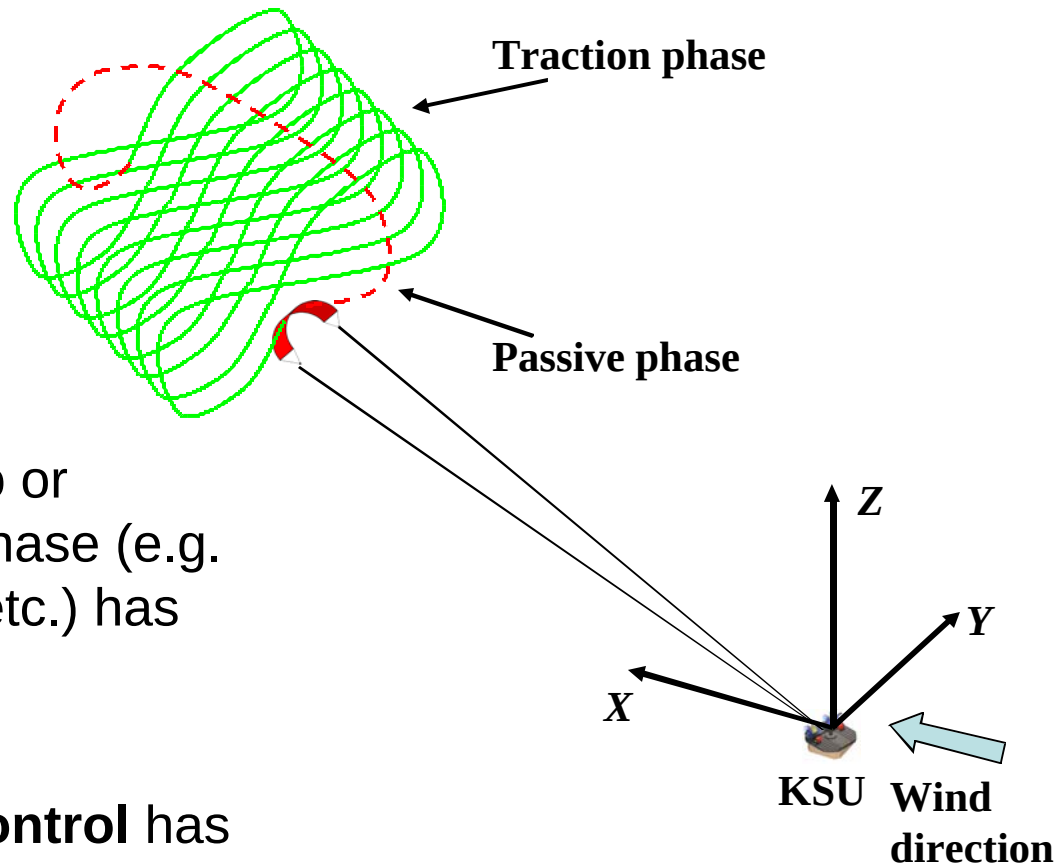
Operation of a HAWE-carousel with fixed cable length



Operation of a HAWE-carousel with variable cable length

HAWE control problem

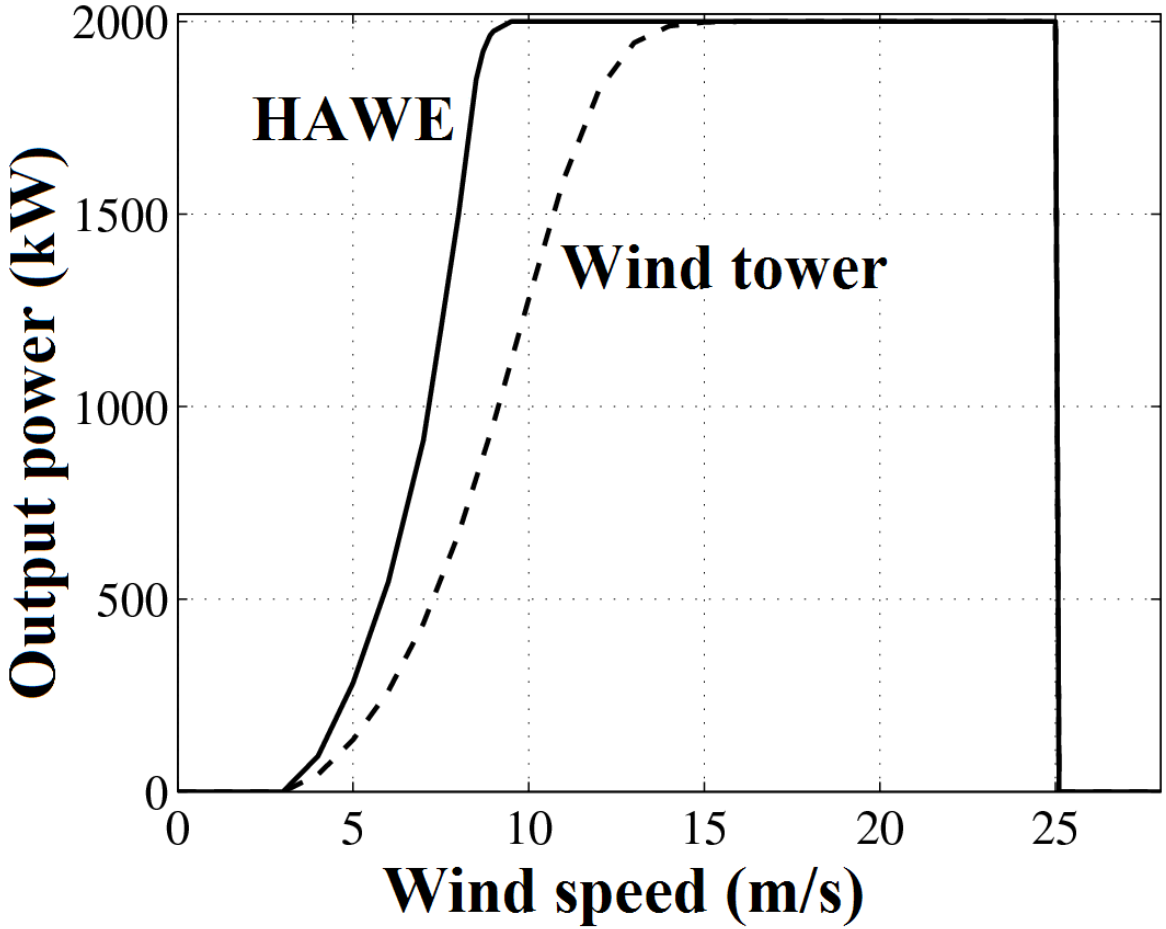
- **Keep stability** of the wing and **maximize** the net **generated energy**.
- **Satisfy physical constraints** (keep the kite far from the ground, avoid line wrapping).
- Each configuration (HAWE-yoyo or HAWE-carousel) and working phase (e.g. traction phase, passive phase, etc.) has its own **performance goal**.
- **Nonlinear Model Predictive Control** has been employed



2-MW HAWE-yoyo power curve

wing area : 500 m²

wing efficiency : 13



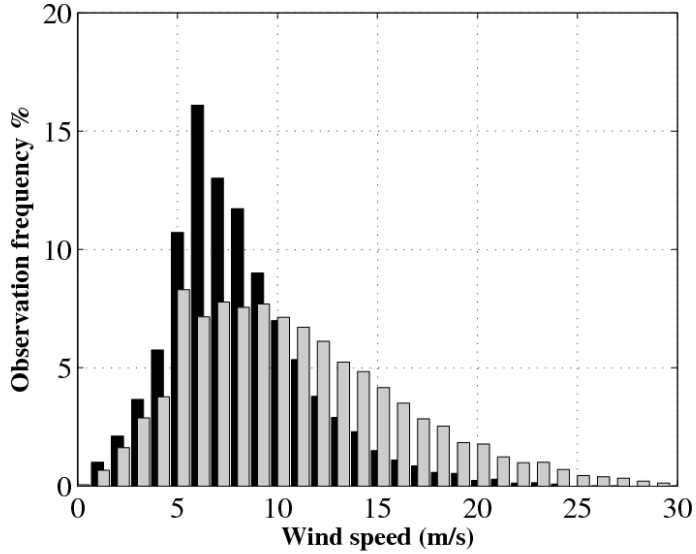
How much energy can be generated?

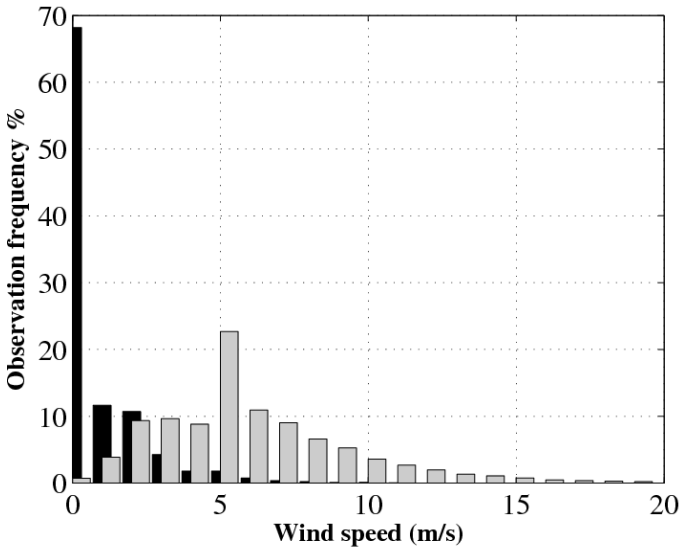
- Due to **wind variability**, a wind generator is able to produce on average only a **fraction of its rated power**, called “Capacity Factor” (CF):

$$\boxed{P_{\text{ave}} = P_{\text{max}} \cdot CF}$$

- The Capacity Factor depends on:
  - **power curve** of the generator
  - **wind speed** at a given location

Capacity Factor estimates

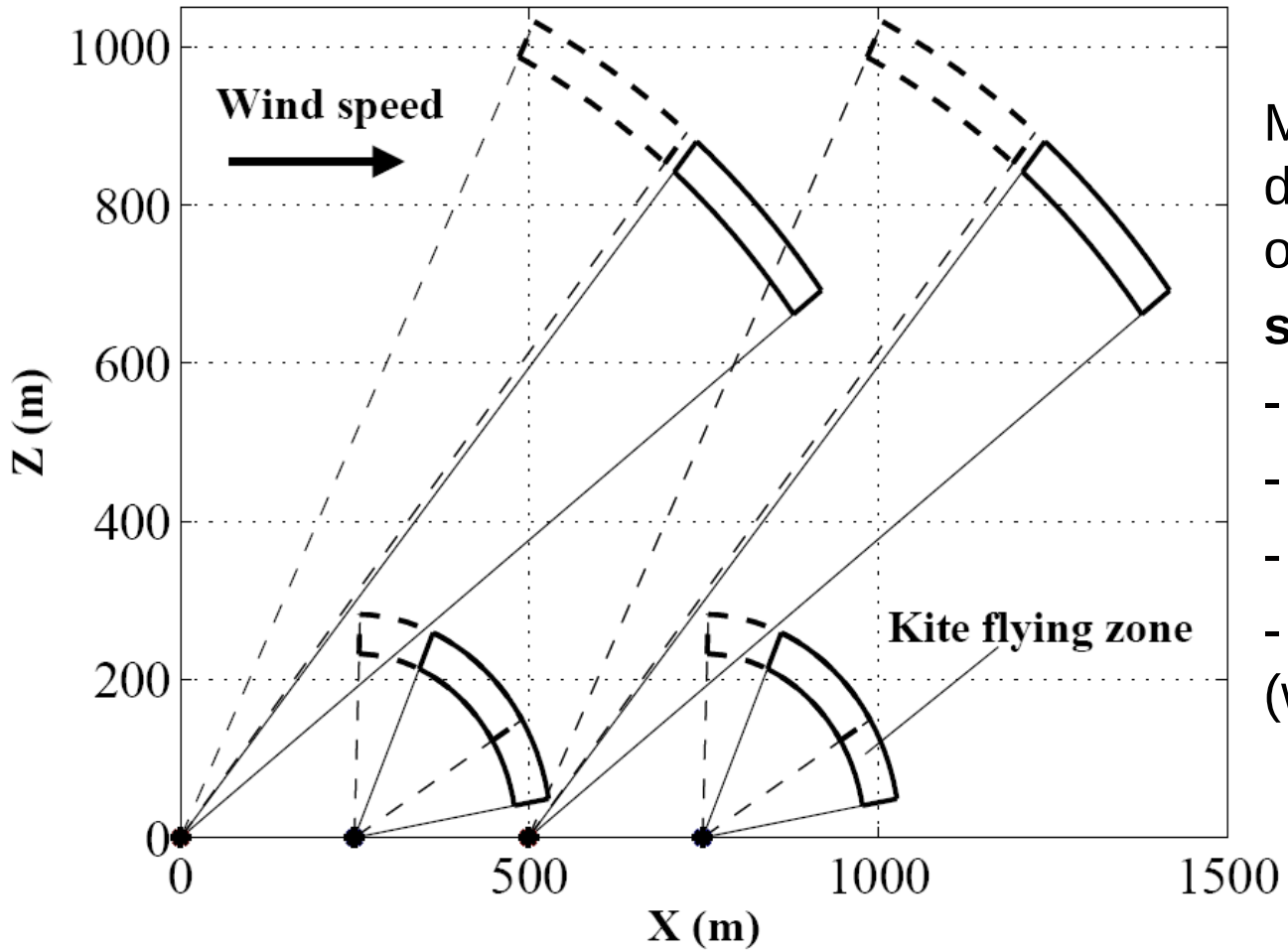




Linate (IT)	Buenos Aires (AR)	Misawa (JP)	Leba (PO)	Brindisi (IT)	De Bilt (NL)
0.006	0.18	0.11	0.32	0.31	0.36
0.33	0.63	0.50	0.68	0.60	0.71

Capacity factors of a 2-MW wind tower (upper) and of a 2-MW HAWE-yoyo (lower) in some sites around the world. Wind data taken from the NOAA/ESRL Radiosonde Database

Optimization of a HAWE-farm



Maximize the power density per unit area of occupied land

subject to

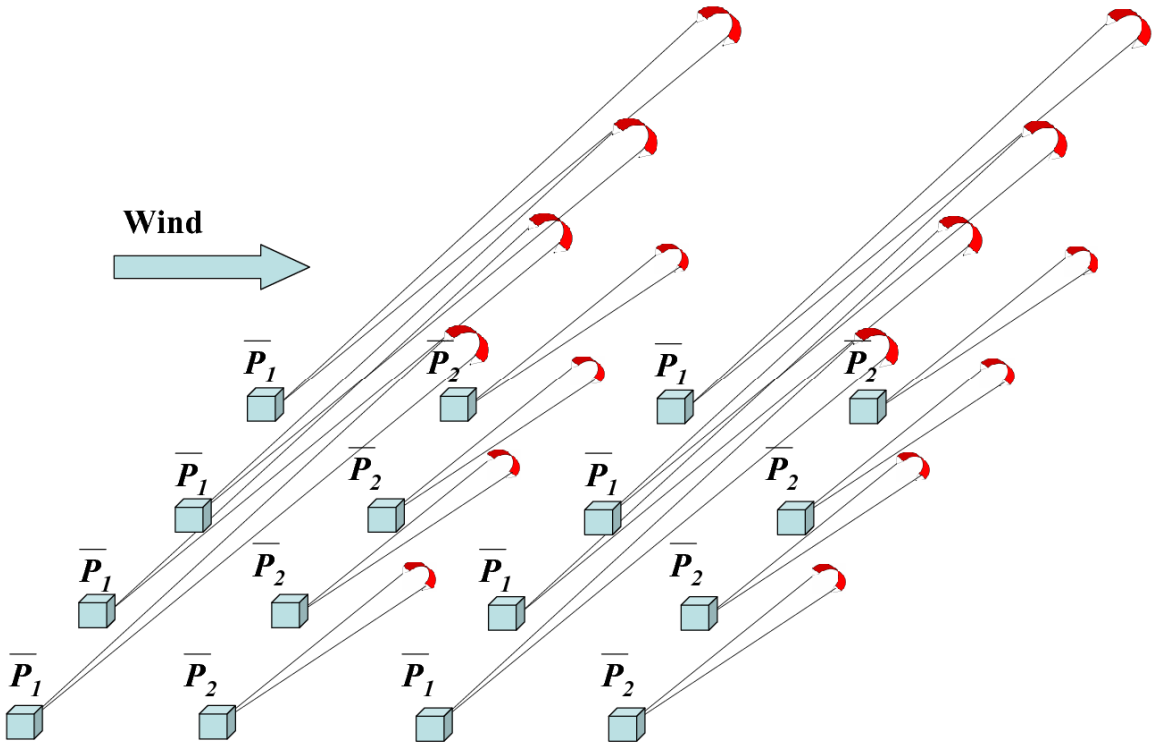
- Minimal flying height
- No interference
- Limited wake effects
- Maximal line forces (with safety factor)

HAWE-farm

In a “windy” site:

- **16** HAWE-yoyo/km^2
- 32 MW/km^2 (rated)
- **22** MW/km^2 (average)

- **4.5** towers/km^2
- 9 MW/km^2 (rated)
- **3.4** MW/km^2 (average)



Energy cost estimates

L. Fagiano, M. Milanese and D. Piga, *High altitude wind power generation*, IEEE Trans. on Energy Conversion, 2010.

Source	Min. Estimated cost (€/MWh)	Max. Estimated cost (€/MWh)	Ave. Estimated cost (€/MWh)
Coal	23	46	31
Gas	34	56	44
Nuclear	19	29	27
Solar	167	463	301
Wind	32	101	88
HAWE	**14**	**46**	**24**

Projected cost in 2030 (levelised in 2003 Euros per MWh) of energy from different sources compared with the estimated cost of HAWE. Source: International Energy Agency (IEA), Projected Cost of Generating Energy – 2005 update. Paris, France: IEA PUBLICATIONS, 2008

HAWE-yoyo prototype

The prototype has been tested to produce energy in HAWE-yoyo configuration

- rated power: 20 kW
- lines length: 1000 m
- kite area: up to 20 m^2

Future developments, future challenges

- Fully automatic HAWE-yoyo with long operational time
- Medium-to-large scale prototype (e.g. 100-500 kW)
- Further development up to commercial generators and HAWE farms
- Cable technology
- Power output management (storage systems, power electronics, grid connection…)
- Wing design and efficiency, on-board control capabilities, etc.
- HAWE modeling and control

Das erste kommerzielle Solarturm-Kraftwerk in den USA wird von Siemens mit einer Dampfturbine ausgestattet. Im Ivanpah Solar Complex soll mit tausenden Spiegeln Wasser erhitzt werden. Siemens liefert einen Dampfturbosatz mit einer Leistung von 123 MW. Das Kraftwerk soll Ende 2011 in Betrieb gehen. Das Unternehmen BrightSource Energy baut die Anlage in der südkalifornischen Mojave-Wüste, in der auch das Death Valley liegt. Dort erreichen die Temperaturen im Sommer bis zu 45 °C.

Bild: BrightSource Energy

Dampfturbinen für solarthermische Kraftwerke

Effizienter Strom aus der Sonne

SOLARTHERMISCHE KRAFTWERKE | Vor allem innerhalb des so genannten Sonnengürtels rund um die Erde versprechen solarthermische Kraftwerke eine klimafreundliche Stromerzeugung. Wichtig dabei sind effiziente Kernkomponenten wie beispielsweise die Dampfturbine. Hohe Wirkungsgrade, eine lange Lebensdauer sowie ein flexibles An- und Abfahren ermöglichen einen wirtschaftlicheren Betrieb.

Solarstrom erlebt weltweit einen Boom. Speziell bei leistungsstärkeren Anlagen zur Gewinnung von Strom aus Sonnenenergie sind solarthermische Kraftwerke eine interessante Alternative zur Photovoltaik. Nach der ersten Boomphase in den 1980er Jahren, die später aufgrund niedriger Preise für fossile Brennstoffe wieder verebbte, erleben Sonnenwärmekraftwerke nun eine zweite Blütezeit. Um das Ziel einer klimaverträglichen Stromerzeugung zu erreichen, schaffen politische Rahmenbedingungen wie Einspeisevergütungen Anreize für den Ausbau der Solarthermie. Vor allem innerhalb des Sonnengürtels rund um die Erde verspricht diese Zukunftstechnologie eine klimafreundliche Stromerzeugung ohne fossile Brennstoffe und ohne CO_2-Ausstoß. Mittlerweile werden solarthermische Kraftwerke mit einer Leistung über 250 MW geplant. Die Nettoleistung von knapp einem GW, die weltweit bis Ende 2010 installiert war, liefert im Jahr mehr als 1,5 Mio. MWh Elektrizität, mehr als 30 GW könnten bis 2020 installiert sein [1]).

Solarthermische Kraftwerke bestehen vor allem aus zwei Systemen: dem Solarfeld und dem Kraftwerksblock. Das Solarfeld umfasst die Spiegel, die das Sonnenlicht bündeln. Dazu kommen Solarreceiver, die die Sonneneinstrahlung in thermische Energie umwandeln. Der Kraftwerksblock umfasst die Wärmetauscher zur Dampferzeugung aus der thermischen Energie, die Dampfturbine samt Generator zur Stromerzeugung und den Wasser-Dampf-Kreislauf mit Kondensator und Vorwärmern.

Solarthermische Kraftwerkstypen

Zur Bündelung der Sonnenstrahlung (Concentrated Solar Power, CSP) kommen unterschiedliche Spiegeltechnologien zum Einsatz. Parabolrinnenkraftwerke verwenden einachsig der Sonne nachgeführte Kollektoren mit einem parabolförmigen Querschnitt. In der Brennlinie des Spiegels befindet sich der Receiver (Absorberrohr), den ein zirkulierendes Wärmeträgermedium (vorwiegend synthetische Thermoöle) durchfließt. Das Linear-Fresnel-Konzept nutzt hingegen eine Vielzahl flacher, ungewölbter Spiegelbänder, die die Sonneneinstrahlung auf das zentrale Absorberrohr konzentrieren. Bei der Solarturm-Technologie wiederum wird das Sonnenlicht von einzelnen, zweiachsig nachgeführten Spiegeln (Heliostaten) gebündelt. Sie sind in einem asymmetrischen Bogen um den Turm errichtet und reflektieren das Sonnenlicht auf einen Receiver an der Spitze des Turms. Bei all diesen Systemen werden die Spiegel von Ost nach West der Sonne nachgeführt.

Die derzeit am häufigsten verwendete Technologie zur Bündelung der Sonnenstrahlung sind Parabolrinnenkraftwerke. Bei Solarturmkraftwerken erzeugt jedoch die Bündelung der Sonnenstrahlen auf eine sehr kleine Fläche höhere Temperaturen im Wärmeträgermedium. Dagegen verspricht die Linear-Fresnel-Technik Kostenvorteile durch die Ver-

[1]) *SolarPaces CSP database, www.nrel.gov/csp/solarpaces/, Stand: Juni 2010; European Solar Thermal Electricity Association, www.estelasolar.eu, Stand: März 2011*

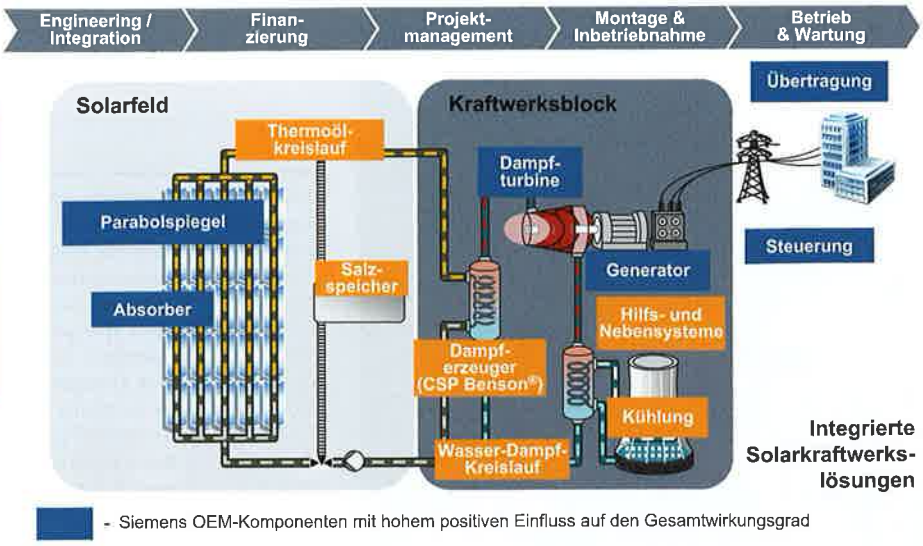


Bild 1

Siemens-Beitrag über die Wertschöpfungskette.

wendung ungewölbter und damit einfacher zu produzierender Spiegelstreifen. Daher sind beide Technologien für die Zukunft vielversprechend.

Der entscheidende Vorteil aller solarthermischen Kraftwerkstechnologien gegenüber der Photovoltaik ist, dass die Energie in Form von Wärme tagsüber gespeichert werden kann. Dadurch wird die Laufzeit des Kraftwerks über die Stunden mit optimaler Sonneneinstrahlung hinaus verlängert. Die am weitesten entwickelte Speichertechnologie sind Speicher mit geschmolzenem Salz.

Komponenten für Parabolrinnenkraftwerke

Siemens liefert Schlüsselkomponenten für hocheffiziente Parabolrinnenkraftwerke inklusive Solarfeld, Dampferzeuger, Dampfturbine, Generator und Steuerung. Außerdem bietet das Unternehmen die Wertschöpfungskette vom Engineering über Finanzierung, Projektmanagement, Montage und Inbetriebnahme bis Betrieb und Wartung (**Bild 1**). Während in der öffentlichen Wahrnehmung allein schon aufgrund der imposanten Größe und der regelmäßigen Geometrie das Solarfeld im Fokus des Betrachters steht, beleuchtet dieser Beitrag den nicht weniger wichtigen Teil des Kraftwerksblocks und dessen Kernkomponente, die Dampfturbine.

Im Juni 2007 lieferte Siemens die erste Dampfturbine für ein solarthermisches Kraftwerk in den USA – nach dem Solarboom in den 1980er Jahren der erste Kraftwerksneubau seit über 15 Jahren. Die Turbine mit einer elektrischen Leistung von 64 MW kommt in der Anlage Nevada Solar One, Boulder City, zum Einsatz. Durch diesen Auftrag wurde Siemens zum Pionier für Dampfturbinen in solarthermischen Kraftwerken. Nevada Solar One dient seither als Modell für Sonnenwärmekraftwerke. Ein weiterer wichtiger Markt, der vor allem durch eine begünstigende Einspeisevergütung einen wahren Boom erlebte, ist Spanien. In Zusammenarbeit mit wichtigen spanischen Energieunternehmen entwickelte Siemens, basierend auf den Rahmenbedingungen der Einspeisevergütung, die Dampfturbine für die spanischen 50-MW(el.)-Standard-Solarkraftwerke. Diese basiert auf der Siemens-Dampfturbine SST-700, einer zweigehäusigen Industriedampfturbine mit Zwischenüberhitzung (Reheat), und hat sich mit einem Marktanteil von mehr als 80 % als bevorzugte Lösung für diese Anwendung etabliert.

Für die Entwicklung des Kraftwerksblocks und der Dampfturbinen für Parabolrinnenkraftwerke sind vor allem die im Folgenden beschriebenen Anforderungen entscheidend.

Niedrige Dampfparameter

Die Dampfparameter in Parabolrinnenkraftwerken mit Thermoöl sind mit < 100 bar und < 400 °C relativ niedrig im Gegensatz zu konventionellen Dampfkraftwerken. Dies kann bereits am Austritt der Hochdruckturbine, wo der Dampf in konventionellen Anlagen noch überhitzt ist, zu Dampfnässe führen (**Bild 2**). Auch die Dampfnässe in den letzten Stufen der Niederdruckturbine ist erhöht.

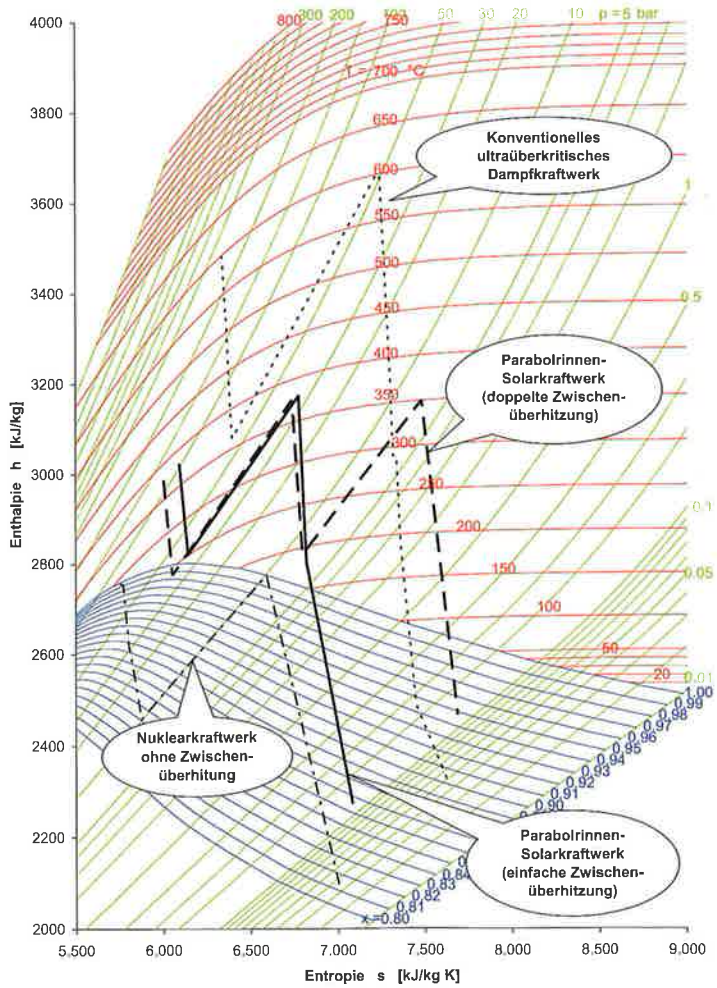


Bild 2

h,s-Diagramm mit typischen Expansionslinien.

Um der möglichen Dampfnässe am Austritt der Hochdruckturbine (x=0,98) zu begegnen, setzt Siemens hochwertige Materialien ein. Diese sichern einen langen und störungsfreien Betrieb der Turbine in Solarkraftwerken. Zum Beispiel wurden bei der Dampfturbine SST-5000 für solarthermische Kraftwerke im Leistungsbereich größer 200 MW (el.) die Materialien der kombinierten Hoch-Mitteldruckturbine angepasst. So werden für Innengehäuse und Rotor Werkstoffe eingesetzt, die sich bereits in zahlreichen Sattdampfturbinen mit oder ohne Zwischenüberhitzung mit noch höherer Dampfnässe bewährt haben. Ferner hat Siemens das Design des Austritts der Hochdruckturbine angepasst. Eine interne Rohrleitung verhindert, dass Nassdampf in die Wellendichtung gelangt. Das restliche Erosionsrisiko wird durch Spritzbeschichten des Gehäuses an dieser Stelle eliminiert.

Wie sich Tropfenschlagerosion in den letzten Niederdruckstufen vermeiden lässt, ist den Siemens-Experten aus ihrer langjährigen Erfahrung bei dem Bau von Dampfturbinen bekannt und hat sich vielfach bewährt. Ein optimaler axialer Abstand der letzten Niederdruckstufen und eine optimierte Leitschaufelhinterkante verhindern die Entstehung von größeren Tropfen. Die Vorderkanten der Laufschaufeln sind gehärtet. Die Nässe wird außerdem an der Außenkontur des Schaufelpfades abgesaugt. Falls notwendig, können die Hohlleitschaufeln entweder mit weiteren Absaugschlitzen versehen oder beheizt werden.

Hoher Wirkungsgrad

Bei geringer Sonneneinstrahlung, zum Beispiel morgens, abends, im Winter oder bei Eintrübung durch Wolken, läuft die Dampfturbine in Teillast. Daher stehen neben dem Volllastwirkungsgrad hohe Teillastwirkungsgrade deutlich mehr im Fokus als bei konventionellen Dampfkraftwerken.

Bei der zweigehäusigen Dampfturbine des Typs SST-700 ist die Hochdruck-Turbine im Leistungsbereich von 50 bis 120 MW (el.) über ein Getriebe mit dem Generator gekoppelt, während die Niederdruck-Turbine den Generator direkt antreibt. So können beide Turbinen mit eigener, optimaler Drehzahl arbeiten. Dies ermöglicht einen hohen Wirkungsgrad. Jedes der beiden Turbinenmodule wird zudem speziell für die jeweiligen Dampfparameter optimiert. Beim Zwischenüberhitzungsprozess wird der Abdampf der Hochdruckturbine vor dem Eintritt in die nachgeschaltete Niederdruckturbine bei konstantem Druck in einen Zwischenüberhitzer im Wärmetauscher geleitet und erneut überhitzt (einfache Zwischenüberhitzung, Bild 2). Der Dampfkreislauf arbeitet daher mit einer höheren Durchschnittstemperatur als ein nicht zwischenüberhitzter Kreislauf. Das erhöht den Wirkungsgrad, die Turbine erbringt bei gleicher Wärmezufuhr im Dampferzeuger und dem Zwischenüberhitzer eine höhere Leistung. Ebenso verringern sich der Feuchtigkeitsgehalt in der Niederdruckturbine und die sonst hohe Tropfenschlagerosion. Die Zwischenüberhitzung des Dampfes erhöht so den Wirkungsgrad und die Lebensdauer der Turbine.

Eine für solarthermische Parabolrinnenkraftwerke einzigartige Maßnahme ist die Option eines zweiten Zwischenüberhitzers zwischen Mittel- und Niederdruckturbine (doppelte Zwischenüberhitzung, Bild 2), die sowohl die Dampfturbine SST-700 als auch die SST-5000 bieten. Dies senkt die Dampfnässe weiter und erhöht gleichzeitig den Anlagenwirkungsgrad. Bei der SST-5000 für Leistungen über 200 MW (el.) wirkt sich dies beispielsweise wie folgt aus: Die Dampfeintrittstemperatur an der Niederdruckturbine wird auf 350 bis 380 °C erhöht. Bei einem 272-MW (el.)-Kraftwerk verbessert das den

BERTSCHenergy
Kessel- und Energietechnik
Apparatebau

BERTSCH

BERTSCHgroup BERTSCHenergy | BERTSCHfoodtec | BERTSCHlaska | BERTSCHecopower

Lösungen für die Energiewirtschaft

BERTSCHenergy ist ein Unternehmen mit 85-jähriger Tradition in der Energietechnik und im Apparatebau. Ausgehend von der Kernkompetenz Apparate- und Kesselbau mit eigener Fertigung, bietet BERTSCHenergy ein breites Spektrum an energietechnischen Lösungen: von Druckbehältern und Wärmetauschern, bis hin zu schlüsselfertigen Kraftwerken im Leistungsbereich von 5 bis 70 MWel.

BERTSCHenergy erzeugt Dampf und Strom aus der Abhitzenutzung von Industrieprozessen sowie aus einer großen Auswahl an Brennstoffen (Öl, Gas, Biomasse, Kohle, etc.). Zahlreiche internationale Referenzen bestätigen unsere Kompetenz in diesem Markt.

BERTSCHenergy: Kraft für die Zukunft!

Unsere Geschäftsfelder:

Feststoff-Kesselanlagen
Dampf und Strom aus Biomasse und Sonderbrennstoffe
von 5 bis 25 MWel

Gasturbinen-Kesselanlagen
Dampf und Strom aus Gas und Öl
von 5 bis 70 MWel

Prozessabhitze-Kesselanlagen
Dampf und Wärme aus Abhitze in Industrieprozessen
von 2 bis 100 MWth

Apparatebau
Prozessapparate für verfahrenstechnische Anlagen

Service
Umbauten, Wartungen und Instandhaltungen

Josef Bertsch Gesellschaft m.b.H. & Co. KG
T. +43.5552.6135-0 | F. +43.5552.663 59
Herrengasse 23 | 6700 Bludenz | Austria
bertschenergy@bertsch.at | www.bertsch.at

EN ISO 9001:2000

BERTSCH
Leidenschaft in Stahl

SPECIAL

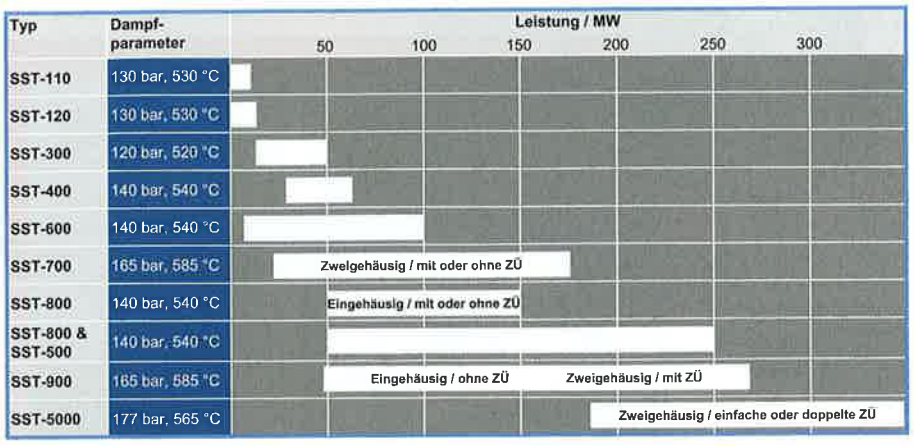


Bild 3

Technische Daten von für Solarthermie geeigneten Siemens-Dampfturbinen (ZÜ, Zwischenüberhitzung).

Wirkungsgrad des Wasser-Dampf-Kreislaufs um 0,3 %-Punkte und führt bei gleichem Wärmeeintrag zu einer Mehrleistung von rund 3 MW (el.).

Gleichzeitig verringert sich die Dampfnässe in der Niederdruckturbine von x=0,86 auf x=0,94. Ein verringerter Frischdampfmassenstrom spart Kosten beim Dampferzeuger.

Tägliches An- und Abfahren und hohe Flexibilität

Tägliches An- und Abfahren und Betriebsunterbrechungen bei Wolkendurchzug führen zu über 365 Starts pro Jahr und damit über 10 000 Starts über die Lebensdauer von 30 Jahren. Thermische Speicher verlängern die Laufzeit des Kraftwerks über die Stunden mit optimaler Sonneneinstrahlung hinaus. Die Dampfturbine muss mit schnellen Temperaturänderungen zurecht kommen. Die auslegungsbestimmenden Größen sind die Temperaturänderungsgeschwindigkeit und das maximale Temperaturdelta dieser Sprünge.

Durch den Einsatz des CSP-Benson-Zwangsdurchlaufdampferzeugers von Siemens lässt sich die Startzeit deutlich reduzieren. Er erlaubt Temperaturrampen von bis zu 20 K pro Minute. Auch ist der Benson-Dampferzeuger deutlich kompakter als zum Beispiel ein klassischer Kettle-Dampferzeuger, da alle Komponenten (Economizer, Dampferzeuger, Überhitzer) in einem Apparat angeordnet sind. Dies führt zu höherer Verfügbarkeit, geringerem Platzbedarf für den Kraftwerksblock und niedrigeren Kosten, da das Design eine 2x50 %-Konfiguration bis zu einer Leistung von 300 MW (el.) ermöglicht. Außerdem können durch den Einsatz des CSP-Benson mit Salz als Wärmeträgermedium deutlich höhere Drücke erreicht werden. Dies erhöht den Anlagenwirkungsgrad weiter.

Um ein schnelles Anfahren am Morgen zu gewährleisten, muss ein starkes Auskühlen der Dampfturbine während der Stillstandszeit verhindert werden. Im besten Fall steht Hilfsdampf zur Verfügung, um die Wellendichtungen während des Stillstands zu bedampfen.

Bei der Dampfturbine SST-700 schützt ein spezielles Gehäuse-Design die Dampfturbine vor zu starkem Auskühlen bei Nacht und trägt entscheidend zu einer kurzen Anfahrtszeit bei. Die geringere Masse des Rotors ermöglicht zudem kürzere Anfahrtszeiten.

Die SST-5000-Dampfturbine für den Leistungsbereich über 200 MW (el.) kühlt allein schon aufgrund der Größe und damit höheren Wärmespeicherkapazität der Hauptbauteile (Welle, Gehäuse) sehr langsam aus. Die Bauteiltemperatur sinkt erst nach acht bis zwölf Stunden um mehr als 50 K. Dies ermöglicht ein schnelles Anfahren am Morgen.

Solange die Differenz zwischen Bauteiltemperatur und Dampftemperatur 50 K nicht überschreitet, lässt die Siemens-SST-5000-Baureihe uneingeschränkte Lastwechsel im Rahmen der maximalen Bauteil-Lebensdauer zu. Da das absolute Temperaturniveau bei Parabolrinnenkraftwerken jedoch weit unterhalb des üblichen Temperaturniveaus für Gas- und Dampfkraftwerke (GuD) liegt und die Anforderungen an Laständerungsgeschwindigkeiten in GuD-Anwendungen sehr hoch sind, liegen die üblicherweise geforderten Gradienten im Erfahrungsbereich.

Kommerzielle Solarturmkraftwerke

Die Mehrzahl der Solarkraftwerke wie etwa Nevada One oder Andasol 1 und 2 basieren auf dem Parabolrinnenkonzept, aber auch Solarturmprojekte werden zunehmend realisiert. Das spanische Unternehmen Torresol Energy errichtet seit Ende 2008 das Solarturmkraftwerk Gemasol in der Nähe von Sevilla in Andalusien. Mit einer Leistung von 17 MW (el.) ist es das erste kommerzielle Solarturmkraftwerk. Interessant am Projekt ist der Einsatz von geschmolzenen Salzen zur Übertragung der Wärme im Inneren des Receivers. Am zentralen Receiver entstehen durch die Konzentration des Sonnenlichts Temperaturen von über 850 °C, wodurch das Salz auf rund 565 °C erhitzt wird. Siemens liefert die Dampfturbine des Typs SST-600.

Auch in den USA wird bei der Solarturmtechnologie auf Siemens-Dampfturbinen gesetzt. Für Ivanpah Block 1 hatte Siemens bereits im Oktober 2008 einen Auftrag über eine Dampfturbine und einen Generator mit der Leistung von 126 MW (el.) erhalten. Für die Blöcke 2 und 3 liefert Siemens zwei SST-900-Dampfturbinen mit einer Leistung von jeweils 133 MW (el.) und zwei Generatoren. Auftraggeber ist BrightSource Energy Inc. mit Sitz in Oakland, Kalifornien. Nach der Inbetriebnahme 2013 wird die Anlage rund 140 000 Haushalte mit Solarstrom zu versorgen. Verglichen mit fossiler Stromerzeugung, werden in Ivanpah mittels der solarthermischen Kraftwerkstechnik mehr als 450 000 t Kohlendioxid pro Jahr vermieden.

Auch im nördlichsten Solarturmkraftwerk der Welt, dem „Solarturm Jülich" in Deutschland, kommt eine Siemens-Dampfturbine des Typs SST-110 mit einer Leistung von 1,5 MW (el.) zum Einsatz.

Erneuerbare Energien werden im Energiemix der Zukunft kontinuierlich an Bedeutung gewinnen. Neben dem Ausbau der Windkraft wird auch der Anteil der Sonnenenergie an der Stromerzeugung deutlich zunehmen. Allein der Markt für solarthermische Kraftwerke soll bis 2015 zweistellig wachsen. Als Marktführer für Dampfturbinen für solarthermische Anwendungen aller Leistungsgrößen (**Bild 3**) ist Siemens bestens gerüstet, seinen Kunden auch zukünftig attraktive Lösungen zu bieten.

Ulrich Rüth, General Program Manager, Siemens Energy, Fossil Power Generation; Katja Riebisch, Business Development/Industry Marketing Managerin, Siemens Energy, Oil&Gas

i *www.siemens.com/energy*

CONCENTRATED SOLAR POWER SOLUTIONS

Hydro

Wind

Geothermal

Solar

Ocean

Biomass

Nuclear

Coal

Gas

Oil

Air Quality Control Systems

Power Automation and Controls

Lifecycle Management

CO2 Solutions

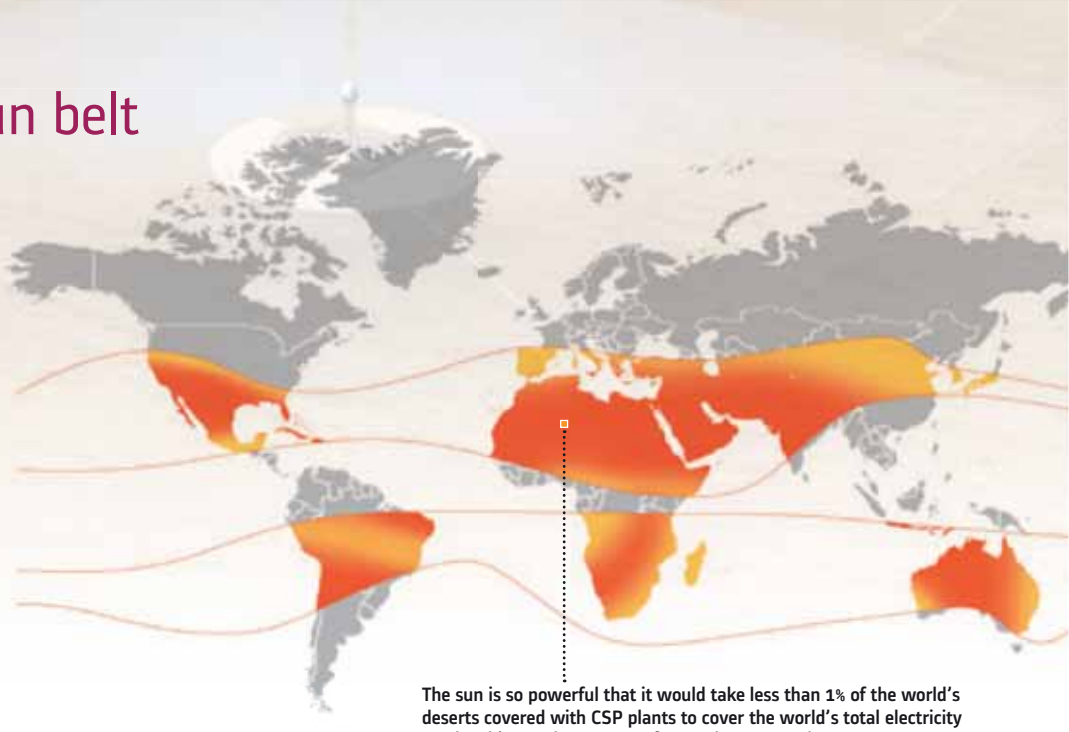
POWER

We are shaping the future | ALSTOM

Solar
Promising

Harvesting the sun belt

Unlike photovoltaic generation, which produces electricity directly from any ambient light, the more stable and fully dispatchable CSP approach requires direct solar radiation. Solar Thermal plants require at least 1900 kWh/m2/y as found on the sun-belt. CSP is the ideal approach to harvesting the sun's free energy for large-scale grid connected power generation but it is also suitable for remote industrial applications.



The sun is so powerful that it would take less than 1% of the world's deserts covered with CSP plants to cover the world's total electricity needs. This equals a square of around 300 x 300 km.

Storage makes all the difference

Because Solar Thermal plants warm a thermal fluid, unlike photovoltaic solar, they inherently have the ability to smooth out the effect of passing clouds. But how do you get power long after sundown when people need it?

By integrating thermal storage into the solar plant, the power production can be extended for many hours after dark. During the day, a fraction of the heat captured from the sun will be stored in a thermal storage medium (molten salt). In the absence of the sun, the process is reverted and the stored heat is used to produce steam for continued power generation – a major advantage over photovoltaic solar.

solutions
locations and applications

Applications

Stand-alone Concentrated Solar Power (CSP)

Stand-alone CSP plants are the ideal choice for sun-belt locations where clean fuel-free power is required. At present, supporting incentives are necessary but technological advances mean solar thermal fields will soon rival fossil fuel plant energy prices.

If needed by the customer, based on its consumption structure, the addition of a storage system to a CSP plant significantly adds to the project value with only a marginal increase in the overall investment

Hybrids

Hybrids are an important cornerstone in the transition to widespread solar energy production. They allow reduced fossil fuel consumption and more efficient solar energy to electicity conversion in base load or despachable plants. Hybrids make optimal use of currently available assets and are thus the least cost solar solutions.

- **Repowering:** A Solar Thermal plant can complement or fully replace an existing fossil boiler, while still leveraging the existing powerblock: Solar Share >20% to 100%
- **Parallel GT:** a small gas turbine/Heat Recovery Steam Generator (HRSG) arranged parallel to the solar system allows alternating or parallel operations to handle peak duties. Solar share 35 to 80%.
- **Integrated Solar CC:** Combined cycle power plants with fully integrated solar steam generation. Solar Share 10-30%
- **Solar Boost:** CSP can be used for partial or full pre-heating of condensate, feed water. Solar share: 5-10%

Existing steam or gas plants can also benefit from the addition of a solar add-on to generate additional carbon-neutral steam with no extra fuel costs. Because all the infrastructure and grid connections already exist, the overall investment is relatively low.

Alstom's huge installed base and the experience gained from it coupled with it's strengths in plant integration make us the ideal partner for hybrid solar applications for both new and existing plants. We offer a one-stop service beginning with configuration planning and feasibility studies right through to commissioning.

Meeting your environmental regulations

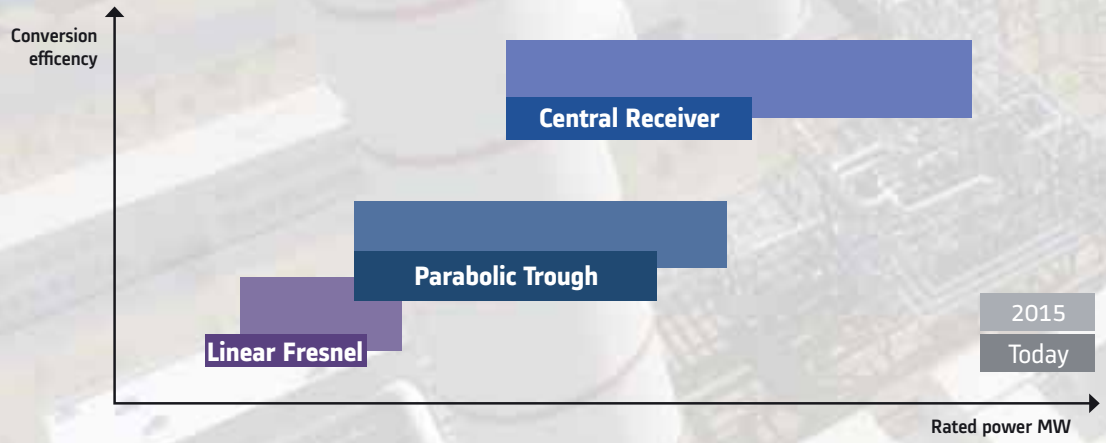
With the changing environmental regulatory framework demanding a greater share of power produced by CO_2 free technologies, plant operators are looking at new ways to meet these targets.

Whether you have an existing coal, gas or biomass plant and your location has an abundant direct radiation supply a new hybrid plant offers the perfect solution for guaranteed power production and flexible demand matching while at the same time adding a renewable, carbon and fuel free component to the energy mix.

Concentrating
Proven

Three CSP technologies

As an EPC contractor Alstom is able to support all three CSP technologies for stand-alone plants or in hybrid configurations.



The steam produced in a CSP plant is in the optimal range for highly efficient steam to electricity conversion – Alstom's speciality for almost 100 years. Furthermore, hotter steam means greater returns on storage system investments.

technologies
performance and big potential

Central Receiver (Tower)

Thousands of small flat mirrors, known as heliostats, track the sun on two axes and so concentrate the sun's heat onto a boiler mounted on a tower. This produces high temperature steam that is piped to a conventional turbine to generate electricity. The intense energy concentration made possible by the large array of mirrors allows the highest operating efficiencies and lowest capital costs per kWh of any solar system. The result is a system that delivers clean, reliable energy at costs that are becoming competitive with fossil fuels.

Parabolic Trough

Parallel rows of curved mirrors focus sunlight on hundreds of kms of horizontal heat collecting pipes. The stainless steel pipes are specially coated to maximise absorption and minimize IR radiation and are insulated in evacuated glass envelopes. The mirrors and collectors move together tracking the sun on one axis. Commercial installations usually use synthetic oil as the thermal fluid so heat exchangers are required to generate super-heated steam to drive the turbine.

Linear Fresnel

Linear Fresnel systems simulate the effect of a parabolic trough system using a number of flat mirrors. These long narrow mirrors track the sun on one axis and reflect onto heat collecting pipes whose position is fixed. These changes come at the price of some collection and concentration efficiency but offer a number of compensating benefits.

Proceedings of ASME Turbo Expo 2012
GT2012
June 11-15, 2012, Copenhagen, Denmark

GT2012-68032

DETAILED MODELING OF PARABOLIC TROUGH COLLECTORS FOR THE PART LOAD SIMULATION OF SOLAR THERMAL POWER PLANTS

F. Zaversky[+], S. Bergmann[++], W. Sanz*

[+] Solar Thermal Energy Department, National Renewable Energy Center (CENER)
31621 Sarriguren, Navarra, Spain - fzaversky@cener.com
[++]SimTech GmbH, Graz, Austria
* Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics
Graz University of Technology, Graz, Austria
wolfgang.sanz@tugraz.at

ABSTRACT

Solar thermal power plants are a promising way of providing clean renewable electric energy. These plants concentrate the incoming solar direct irradiation in order to heat up a heat transfer fluid. The collected thermal energy can be stored or instantly delivered to a power block where part of the thermal energy is converted to electrical energy in a turbine with the connected generator.

The parabolic trough collector plant is the today's most developed solar thermal power plant type. There the solar irradiation is focused on receiver tubes which are concentrically placed to the focal lines of the parabolic trough collectors. A high temperature oil is pumped through these receiver tubes, which collects the heat and delivers it later on to the steam generator of the connected Rankine steam cycle. In order to improve the efficiency of these solar thermal power plants, the direct steam generation (DSG) within the parabolic trough collector receiver tubes is being investigated.

Both types of parabolic trough collectors, the conventional type using oil as heat transfer fluid and the direct steam generation type, are subject of this paper. A detailed steady-state parabolic trough collector model was developed for each type, using the thermodynamic simulation software IPSEpro. The developed models consider the cosine-loss attenuation factor, the shading attenuation factor, optical losses, as well as thermal losses. Appropriate heat transfer and pressure loss correlations were implemented for both collector types. For the direct steam generation model, distinct collectors for the preheating section, the evaporation section and the superheating section were used. Furthermore, the suitable length of discretization for the modeling of one collector loop within a center-fed solar field was investigated. Calculated solar field performance data for the oil concept were compared to validated data available in open literature. Finally, a power plant simulation with each collector type, over the course of one reference day, showed the great potential of the direct steam generation, as well as the suitability of IPSEpro for running solar thermal power plant yield simulations.

NOMENCLATURE

A_a	collector element aperture area [m²]
A_c	cross-sectional area of the absorber tube [m²]
c_{dp}	collector row parallel distance [m]
c_w	collector width [m]
d_i	inner absorber tube diameter [m]
d_o	outer absorber tube diameter [m]
DNI	direct normal irradiance [W/m²]
f	friction factor [-]
g	acceleration due to gravity [m/s²]
h	enthalpy of the fluid [J/kg]
h_{in}	collector element fluid inlet enthalpy [J/kg]
h_{out}	collector element fluid outlet enthalpy [J/kg]
HTF	heat transfer fluid
h_v	enthalpy of evaporation [J/kg]
L	collector model element length [m]
$\dot{m}_{fluid}$	collector fluid mass flow [kg/s]
$\dot{m}$	total mass flow [kg/s]
n	collector field rows [-]
$\bar{n}_\Omega$	unit normal vector of plane Ω [-]
PTC	parabolic trough collector
P_{total}	collector element power received [W]
$P_{totalField}$	solar field power received [W]
$\dot{q}$	heat flow per area [W/m²]
$\dot{Q}_{loss}$	collector element heat loss [W]
$\dot{Q}_{lossField}$	solar field collector heat loss [W]
$\dot{Q}_{lossPiping}$	solar field piping heat loss [W]
$\dot{Q}_{retained}$	solar field thermal power retained [W]

 Copyright © 2012 by ASME

$\dot{Q}_{trans}$ ….. collector element heat transferred [W]
$\overline{R}$ ……. unit normal vector of plane Λ [-]
s …….. collector shading length [m]
$\overline{S}$ …….. vector pointing to the sun, element of line Γ [-]
$T_{ambient}$… ambient temperature [K]
$T_{absorber}$… absorber tube outer wall temperature [K]
T_{fluid}…… fluid mean bulk temperature [K]
T_{inner} …… absorber tube inner wall temperature [K]
T_{sky} …… sky temperature [K]
v …….. fluid mean bulk velocity [m/s]
v_{wind}…… wind velocity [m/s]
x …… steam quality [-]
α ……. collector coating absorptivity [-]
α_s ……. solar altitude angle [°]
α_{DB} ……. Dittus-Boelter heat transfer coefficient [W/m²K]
α_{nb} …….. nucleate boiling heat transfer coefficient [W/m²K]
α_{fc} …… forced convect. boiling heat transfer coef. [W/m²K]
α_{tube}…… heat transfer coefficient tube wall - fluid [W/m²K]
β ……. collector aperture plane tilt angle [°]
γ ……. collector aperture plane azimuth angle [°]
γ_s ……. solar azimuth angle [°]
ε…… absorber tube emissivity [-]
ε_r ……. inner tube surface mean roughness height [m]
Θ_z ……. solar zenith angle [°]
ξ_{cos} …….. cosine loss attenuation factor [-]
$\xi_{shading}$ …. shading attenuation factor [-]
ξ_{IAM} …….. incidence angle modifier [-]
η_{opt} …… actual collector optical efficiency [-]
$\eta_{opt,0°}$ …... collector peak optical efficiency [-]
η_{St} …… dynamic viscosity of the steam phase [kg/ms]
η_L ……. dynamic viscosity of the liquid phase [kg/ms]
λ_{tube}…… thermal conductivity of the steel tube [W/mK]
λ_{fluid}…… thermal conductivity of the fluid [W/mK]
ν_{St} …… kinematic viscosity of the steam phase [m²/s]
ν_L ……. kinematic viscosity of the liquid phase [m²/s]
ρ_r …… collector reflectivity [-]
ρ_{St} …….. steam density [kg/m³]
ρ_L ……. liquid water density [kg/m³]
τ_g ……. collector glass tube transmissivity [-]
χ …….. collector intercept factor [-]
Θ …….. angle of incidence [-]
Λ …….. parabolic trough collector plane of aperture [-]
Γ …….. straight line from the collector to the sun [-]
Δp …… absorber tube pressure drop [Pa]
Ω ……. collector longitudinal plane of symmetry [-]

INTRODUCTION

The ongoing climate change and global warming, partially caused by the vast CO_2 emission of conventional fossil fuel power generation, is the main driving factor for research in the field of renewable energy. Today, the research in the field of renewable energy is supported by recent discussions about the future of nuclear power generation, which have been again initiated by the horrible aftermath of the earthquake and the subsequent tsunami in Japan.

A promising renewable energy sector with great potential is concentrated solar power (CSP), also known as solar thermal electricity (STE). In this renewable energy sector, concentrated solar irradiation is used in order to generate electricity through Rankine steam cycles, organic Rankine cycles, Brayton gas turbine cycles or Stirling engines.

Today's most used solar thermal power plant concept is the parabolic trough collector concept. The solar irradiation is focused on receiver tubes which are concentrically placed to the focal lines of the parabolic trough collectors. A high temperature oil is pumped through the receiver tubes, which collects the heat and delivers it to the steam generator heat exchangers of the connected Rankine steam cycle. In order to improve the overall process efficiency, direct steam generation (DSG) within the parabolic trough collector receiver tubes is being investigated. Direct steam generation omits the use of oil as separate heat transfer fluid and thus the oil/water heat exchanger, improving efficiency. Furthermore, the required pumping power for the solar field is significantly lowered, and additionally, higher live steam temperatures can be reached. With direct steam generation live steam temperatures of up to 500°C at a pressure level of 100 bar [1] are possible, whereas oil limits the maximum temperatures reached in the steam cycle to about 391°C due to the chemical stability temperature limit of the oil. However, possible two-phase flow instabilities within the collector tubes require a different solar field layout and a sophisticated solar field control is crucial. Receiver tube temperature gradients that occur within the horizontal two-phase flow regime due to an abrupt change in heat transfer may lead to tube failure and make the collector design more difficult [2].

In order to evaluate the benefits of DSG a reliable and detailed modeling of a CSP plant is necessary. In this work the modeling of both types of parabolic trough collectors is presented, forming the basis for a future annual yield simulation. All the modeling work and simulations were carried out within the process simulation environment IPSEpro. At first the calculation of the incoming solar irradiation at a certain location and time is discussed by determining the different attenuation factors. As a next step the heat transfer to the heat transfer fluid as well as the pressure loss within the collector tubes is calculated by suitable heat transfer and pressure loss correlations. Regarding heat transfer and pressure loss, each type has to be treated separately. Thus, two distinct parabolic trough collector models were developed. As the collector heat loss has a strong nonlinear dependence on the absorber tube outer temperature, the collector loop has to be divided into smaller segments for discretization. A suitable level of discretization for both collector types will be proposed. In order to demonstrate the validity of the models, the SEGS VI solar field is modeled and the IPSEpro simulation results are compared to data provided in [3]. Furthermore, for each collector type a PTC power plant is simulated during the course

Copyright © 2012 by ASME

of a selected reference day, showing the usability of the developed PTC modules.

However, it should be noted that the modeling of PTCs has already been treated by others [3],[4],[5],[6]. Furthermore, this paper is based on the results originally obtained in [7].

MODELING OF THE INCOMING SOLAR IRRADIATION

A prerequisite for a realistic solar thermal power plant simulation is the availability of reliable solar irradiation data. Starting point is the direct normal irradiance (DNI) measured in a plane normal to the irradiation propagation. This value is usually given in Watts per square meter. The sun position is defined by the azimuth angle γ_s and the zenith angle Θ_z or the solar altitude angle α_s, respectively (see Fig. 1). In this work, the solar azimuth angle is the angle between the projection of the line to the sun on the horizontal plane and the direction southward. Displacements east of south are negative and west of south are positive (northern hemisphere). The zenith angle is the angle between the vertical and the line to the sun and is thus complementary to the solar altitude angle. By knowing these angles and the corresponding direct normal irradiance value at a certain point in time, the fraction of the solar irradiation that finally reaches the absorber tubes can be calculated taking several attenuation factors into account.

The Cosine-Loss Attenuation Factor

This attenuation factor ξ_{cos} considers that the collector is not located in a plane normal to the irradiation of the sun. For its calculation one has to consider the parabolic trough collector geometry, its tracking ability, as well as its orientation. As parabolic trough collectors are placed horizontally either along the north-south axis or east-west axis and can only rotate about that axis in order to track the sun, there is always a certain angle of incidence Θ smaller than 90 deg. (exceptions for $\Theta = 0$: north-south orientation: sun is at the zenith or near the horizon; east-west orientation: at solar noon). Thus the cosine loss attenuation factor is equal to the cosine of the solar direct irradiation angle of incidence on the parabolic trough collector aperture plane Λ (see Fig. 1).

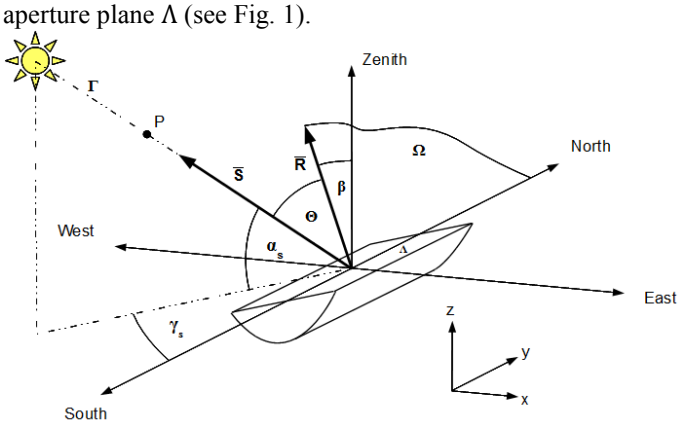


Fig. 1: Parabolic Trough Collector Geometry for North-South Orientation and Northern Hemisphere

Although an east-west orientation provides solar energy at much smaller seasonal variations, the north-south orientation provides more energy on a yearly basis, particularly during summer months [8]. Hence, due to a higher electricity demand and thus higher electricity rates in summer, the north-south orientation is the preferred orientation for solar power generation.

In order to calculate the angle of incidence for a certain point in time, one has to determine the corresponding tilt angle β, as well as the azimuth angle γ of the parabolic trough collector aperture plane Λ. For an ideally tracked parabolic trough collector, the straight line Γ always has to be element of the trough receiver plane of symmetry Ω. The angle of incidence Θ is then in between the two vectors $\bar{R}$ and $\bar{S}$, where $\bar{S}$ is the vector pointing to the sun, and $\bar{R}$ is the unit normal vector of the parabolic trough collector aperture plane Λ. For the north-south orientation type the trough collector azimuth angle γ is 90° if the solar azimuth angle γ_s is positive and it is -90° if the solar azimuth angle is negative. Considering a Cartesian three-dimensional coordinate system, where the x-axis points towards east, the y-axis towards north and the z-axis towards the zenith (see Fig. 1), the collector tilt angle β can be calculated as follows:

With the vector $\bar{S}$ pointing to the sun $\bar{S} = \begin{bmatrix} -\cos\alpha_s \cdot \sin\gamma_s \\ -\cos\alpha_s \cdot \cos\gamma_s \\ \sin\alpha_s \end{bmatrix}$ and the normal vector of the parabolic trough collector plane of symmetry $\bar{n}_\Omega = \begin{bmatrix} \cos\beta \\ 0 \\ \sin\beta \end{bmatrix}$ the equation of the plane Ω is:

$$x \cdot \cos\beta + z \cdot \sin\beta = 0 \tag{1}$$

In order to determine β a second point (besides the origin) of beam Γ is required that satisfies the equation of the plane Ω. Inserting point $\bar{P} = \begin{bmatrix} -\cos\alpha_s \cdot \sin\gamma_s \\ -\cos\alpha_s \cdot \cos\gamma_s \\ \sin\alpha_s \end{bmatrix}$ in Eq.(1) yields the desired parabolic trough collector tilt angle

$$\beta = \left|\arctan\left(\frac{\cos\alpha_s \cdot \sin\gamma_s}{\sin\alpha_s}\right)\right| \tag{2}$$

By knowing the tilt angle β and its azimuth angle γ one can define the normal vector $\bar{R}$ of the aperture plane Λ, and thus calculate the actual angle of incidence Θ as follows:

$$\Theta = \arccos(\sin\beta \cdot \sin\gamma \cdot \cos\alpha_s \cdot \sin\gamma_s + \sin\beta \cdot \cos\gamma \cdot \cos\alpha_s \cdot \cos\gamma_s + \cos\beta \cdot \sin\alpha_s) \tag{3}$$

Finally, the cosine loss attenuation factor ξ_{cos} is given by the cosine of the incidence angle Θ:

$$\xi_{cos} = \cos\Theta \tag{4}$$

Copyright © 2012 by ASME

The Shading Attenuation Factor

As parabolic trough collector plants have huge collector fields that consist of many rows of parabolic trough collectors placed in parallel with a defined spacing between them, mutual shading cannot be neglected in early morning and late afternoon hours in the case of north-south orientation. The mutual shading depends on the chosen collector row parallel distance c_{dp} and the collector width c_w (see Fig. 2). A satisfying trade-off between shading losses and heat/pressure losses of the connecting header tubes is a collector row parallel distance that is three times the collector width [9].

Up to which length s the collector width is shaded by the preceding trough row can be calculated by following Eq. (5):

$$s = \frac{c_w}{2} - \left(c_{dp} - \frac{c_w}{2 \cdot \cos\beta}\right) \cdot \cos\beta = c_w - c_{dp} \cdot \cos\beta \qquad (5)$$

For a collector field consisting of n rows, the shading attenuation factor $\xi_{shading}$ is given as follows:

$$\xi_{shading} = 1 - \frac{(n-1) \cdot s}{n \cdot c_w} \qquad (6)$$

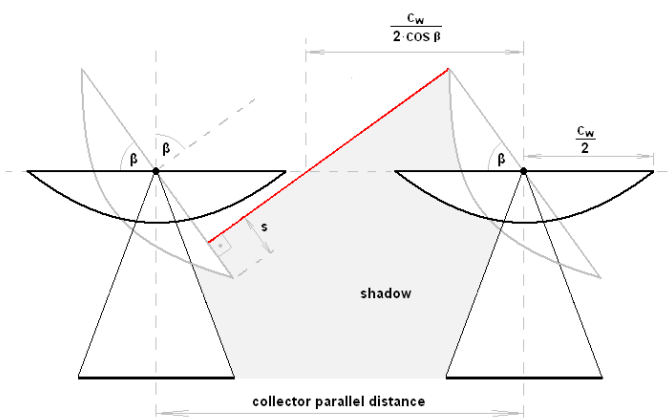


Fig. 2: Parabolic Trough Collector Mutual Shading

The Collector End-Loss Attenuation Factor

A third attenuation factor, the end-loss attenuation factor, considers that the reflected solar radiation does not reach the absorber tube of the first collector in a row within a certain length x, depending on the actual angle of incidence Θ (see Fig. 3). However, considering the length of today's parabolic trough collectors, the end-loss attenuation factor may be neglected [9], so that it is not taken into account in this work.

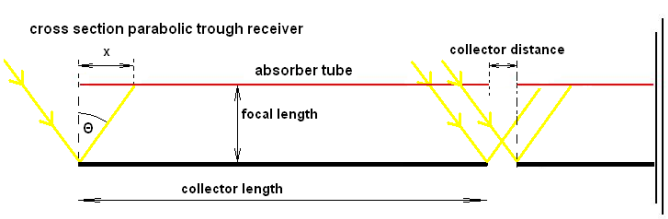


Fig.3: Parabolic Trough Collector End Loss

MODELING OF THE HEAT TRANSFER

Optical Losses and Optical Efficiency

With the two above mentioned attenuation factors one can calculate the fraction of the incoming solar direct normal irradiance (DNI) that is actually received by the parabolic trough collector. In order to get the fraction of the DNI that finally reaches the parabolic trough collector absorber tube, the optical efficiency has to be taken into account additionally.

The actual optical efficiency η_{opt} depends on several factors and the current angle of incidence Θ. Thus, it is not constant throughout a day. The peak optical efficiency can be calculated taking into account following four factors: The collector's reflectivity ρ_r, the intercept factor χ, the transmissivity τ_g of the collector glass tube, and finally the absorber tube absorptivity α.

The reflectivity ρ_r describes the maximum possible amount of the effective incident radiation that can be reflected by the collector mirrors. Collector reflectivity values for clean silvered glass mirrors are around 0.93 [10]. Depending on the mirror cleanliness and the particulate matter contamination of the surrounding air, the actual value is smaller. In order to keep the collector performance at an acceptable level, the collectors have to be regularly washed.

The intercept factor χ defines the fraction of the reflected solar irradiation that is actually correctly reflected towards the absorber tube. Due to microscopic imperfections of the reflecting surface, macroscopic shape errors of the parabolic trough, tracking errors, as well as due to the fact that the sun light is not perfectly parallel, some of the reflected rays do not reach the absorber tube. A typical value for the intercept factor is 0.95 [10].

Furthermore, before reaching the absorber tube the reflected rays are attenuated by the surrounding glass tube. The fraction that passes through the glass tube is defined by its transmissivity τ_g. A typical value for the transmissivity is 0.93 [10].

Finally, the amount of the solar irradiation that is absorbed by the absorber tube and thus can be used to raise the enthalpy of the fluid is determined by the absorptivity α. A typical solar absorptivity value is 0.94 [11], but depends on the absorber tube coating.

These four parameters multiplied give the peak optical efficiency $\eta_{opt,0°}$ of a parabolic trough collector according to Eq.(7) for zero incidence angle Θ.

$$\eta_{opt,0°} = \rho_r \cdot \chi \cdot \tau_g \cdot \alpha \,|_{\Theta=0°} \qquad (7)$$

The incidence angle modifier ξ_{IAM} considers the influence of the actual incidence angle according to Eq.(8). It is usually given in empirical correlations as a function of the current incidence angle. In the correlation of Eq.(8) the two constants c_1 and c_2 have to be determined by measurements [9]. According to Dudley et al.[12] these values constitute 0.0003512 and 0.00003137 for the LS-2 parabolic trough collector, which is used at the SEGS plants in the USA as described later.

Copyright © 2012 by ASME

$$\xi_{IAM} = 1 - \frac{c_1 \cdot \Theta}{\cos\Theta} - \frac{c_2 \cdot \Theta^2}{\cos\Theta} \quad (8)$$

The actual incidence angle modifier multiplied with the peak optical efficiency finally yields the optical efficiency value of the parabolic trough collector.

$$\eta_{opt} = \eta_{opt,0°} \cdot \xi_{IAM} \quad (9)$$

It allows determining the total solar power P_{total} that reaches the absorber tube outer surface.

$$P_{total} = DNI \cdot \xi_{cos} \cdot \xi_{shading} \cdot \eta_{opt} \cdot A_a \quad (10)$$

Thermal Losses and the Steady-State Energy Balance

The equations above determine the solar power P_{total} that is absorbed by the absorber tube. However, in order to obtain the heat flow $\dot{Q}_{trans}$ that finally raises the enthalpy of the fluid flowing inside the absorber tube, one has also to determine the collector tube heat loss $\dot{Q}_{loss}$. Assuming that the system under consideration has reached its steady state, the heat flow $\dot{Q}_{trans}$ is obtained by subtracting the heat loss from the incident solar power.

$$\dot{Q}_{trans} = P_{total} - \dot{Q}_{loss} \quad (11)$$

Although the absorber tube heat loss is governed by the well-known mechanisms of radiation, conduction and convection, it is a common practice to calculate thermal losses by semi-empirical equations, developed from measurements. Basically, the heat loss to the environment happens by convection (from the parabolic trough collector glass tube to the surrounding air) and by radiation (from the absorber tube outer surface, through the glass tube to the environment). Due to the high absorber tube temperatures (up to over 500°C depending on the heat transfer fluid) the heat loss by radiation is the dominant part and is also the limiting factor for the collector efficiency.

The following heat loss correlation mentioned in [13] has been used in this work. The values of the empirical parameters a, b and c are provided for the LS-2 parabolic trough collector in Table 1 below.

$$\dot{Q}_{loss} = A_a \cdot \left[(a + c \cdot v_{wind}) \cdot (T_{absorber} - T_{ambient}) + \varepsilon \cdot b \cdot \left(T_{absorber}^4 - T_{sky}^4\right)\right] \quad (12)$$

The temperature T_{sky}, which is mentioned in Eq.(12) above, can be obtained by using correlations that include the dew point temperature. However, the sky temperature is often substituted by the ambient air temperature when calculating the instantaneous collector efficiency [14]. For high temperature collectors, one can safely set $T_{sky} = T_{air}$.

Table 1: Parameters a, b and c for the LS-2 Parabolic Trough Collector [15]

a [W/(Km²)]	b [W/(K⁴m²)]	c [J/(Km³)]
0.019182	0.00000000202	0.006612

The absorber tube emissivity ε in the correlation above depends on the current absorber tube outer wall temperature $T_{absorber}$ according to Eq.(13) from [10], which is valid from 373 to 900 K:

$$\varepsilon = 0.00042 \cdot T_{absorber} - 0.0995 \quad (13)$$

With the heat loss relationship depending on wind speed and absorber tube and ambient temperature, the energy balance of the absorber tube can be stated. The heat flow $\dot{Q}_{trans}$.(see Eq.(11)) is transferred through the absorber tube to the inner fluid according to the following Eqs. (14) and (15), where α_{tube} is the heat transfer coefficient between the absorber tube inner wall and the heat transfer fluid and λ_{tube} the thermal conductivity of the absorber steel tube:

$$\dot{Q}_{trans} = \alpha_{tube} \cdot \pi \cdot d_i \cdot L \cdot (T_{inner} - T_{fluid}) \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{trans} = \frac{(T_{absorber} - T_{inner}) \cdot 2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda_{tube}}{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)} \quad (15)$$

The heat flow $\dot{Q}_{trans}$ is responsible for the enthalpy rise of the heat transfer fluid:

$$\dot{Q}_{trans} = \dot{m}_{fluid} \cdot (h_{out} - h_{in}) \quad (16)$$

Using above equations the outlet enthalpy h_{out} of the heat transfer fluid can be calculated for a given solar irradiation, heat transfer fluid mass flow $\dot{m}_{fluid}$, and inlet enthalpy h_{in}, as well as a given heat transfer coefficient α_{tube}.

In modeling the parabolic trough absorber tube it has to be considered that the inner (T_{inner}) and the outer ($T_{absorber}$) absorber tube surface temperatures vary along the tube length. Therefore the tube is divided into several segments of length L with individually constant inner and outer tube temperatures. The representative fluid temperature is the mean value between inlet and outlet temperature. Since the absorber tube heat loss has a strong nonlinear dependence on the outer absorber tube temperature $T_{absorber}$, an investigation regarding a feasible parabolic trough modeling segment length L is required and will be discussed below.

DETERMINATION OF THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT α_{tube}

As mentioned above the heat transfer coefficient between absorber tube and heat transfer fluid is needed to calculate the transferred heat. In this section empirical correlations for the heat transfer coefficient are presented. One has to distinguish between the heat transfer fluid used, and especially between single-phase and two-phase flow. Thus, suitable correlations for high-temperature oil (single-phase flow) as well as for steam (single-phase and two-phase flow) as heat transfer fluid will be given in the following.

Copyright © 2012 by ASME

α_{tube} for Single-Phase Flow - Oil, Water and Superheated Steam

The single phase flow regimes for oil, water and superheated steam can be treated in the same way. Using the dimensionless Nusselt number the heat transfer coefficient between the fluid and the inner absorber tube wall is given as follows:

$$\alpha_{tube} = \frac{Nu \cdot \lambda_{fluid}}{d_i} \tag{17}$$

According to [16] the following correlation for the Nusselt number provided by Gnielinski[17] can be used for fully developed turbulent flow in smooth tubes:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \tag{18}$$

valid for $0.5 \leq Pr \leq 2000$
$3 \cdot 10^3 < Re < 5 \cdot 10^6$

where the friction factor f for smooth tubes can be obtained by the first Petukhov equation [16]:

$$f = (0.79 \cdot \ln(Re) - 1.64)^{-2} \tag{19}$$

These equations are also appropriate to roughly estimate the friction factor and the heat transfer coefficient for the transition region where the Reynolds number is between 2300 and 10000, especially if Re is closer to 10000 [16].

α_{tube} for the Two-Phase Flow in Horizontal Evaporator Tubes

Due to a variety of different flow conditions within a horizontal evaporator tube, an accurate determination of the heat transfer coefficient is quite challenging. Under the influence of the gravitational force, the two-phase flow patterns range from bubbly or intermittent to stratified flow, and finally to spray or mist flow. Fig. 4 gives an example of the boiling regions within a horizontal absorber tube.

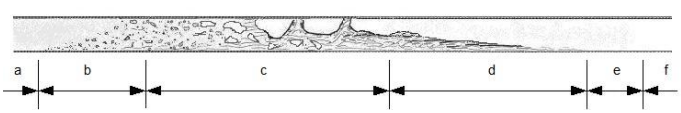


Fig. 4: An Example of Boiling Regions within a Horizontal Absorber Tube: (a) convection to single-phase liquid flow, (b) sub-cooled boiling, (c) bulk boiling, (d) forced convective heat transfer through liquid film, (e) liquid deficient region – dry out, (f) convective heat transfer to vapor

Especially in the stratified flow regime (region (c) and (d) in Fig. 4) it is difficult to determine the heat transfer coefficient accurately since it varies notably due to very low values in the steam region. However, since in this work only the DSG recirculation concept is considered, where the steam mass fraction never exceeds a certain limit, the modeling of the two-phase flow region can be simplified considerably. With a recirculation rate between 3 and 5 as proposed by Goebel [18] the steam mass fraction ranges between 0.25 and 0.16. The recirculation rate is defined as the ratio of mass flow recirculated to mass flow of steam entering the super-heating section (see Fig. 5)

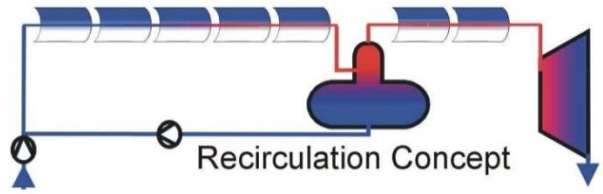


Fig. 5: The DSG Recirculation Concept [19]

Hence, the liquid deficient region or dry out is never reached. Only the region of forced convective heat transfer through liquid film may be entered.

Concerning the determination of the heat transfer coefficient of a DSG parabolic trough collector within the recirculation section, heat transfer correlations are preferred that are valid for more than one flow region, even if several case differentiations are required. A correlation provided by Shah[20], as cited by Collier & Thome[21], was used in this work. Two different mechanisms are considered, namely nucleate boiling and convective boiling. The larger one of these two heat transfer coefficients (nucleate coefficient α_{nb} or the forced convective coefficient α_{fc}) is used. In the correlations the heat transfer coefficient is determined based on five parameters C_0, Bo (Boiling number), Fr (Froude number), N and F:

$$C_0 = \left(\frac{1-\dot{x}}{\dot{x}}\right)^{0.8} \cdot \left(\frac{\rho_{St}}{\rho_L}\right)^{0.5} \tag{20}$$

$$Fr = \frac{\left(\frac{\dot{m}}{A_c}\right)^2}{\rho_L^2 \cdot g \cdot d_i} \tag{21}$$

$$N = 0.38 \cdot Fr^{-0.3} \cdot C_0 \quad \text{for } Fr < 0.04 \tag{22a}$$

$$N = C_0 \quad \text{for } Fr > 0.04 \tag{22b}$$

$$Bo = \frac{\dot{q}}{\dot{m}/A_c \cdot h_v} \tag{23}$$

$$F = 15.43 \quad \text{for } Bo < 0.0011 \tag{24a}$$

$$F = 14.7 \quad \text{for } Bo > 0.0011, \tag{24b}$$

With the help of these parameters the nucleate boiling coefficient α_{nb} is:

$$\alpha_{nb} = \alpha_{DB} \cdot F \cdot Bo^{0.5} \cdot \exp(2.47 \cdot N^{-0.15}) \text{ for } N < 0.1 \tag{25a}$$

$$\alpha_{nb} = \alpha_{DB} \cdot F \cdot Bo^{0.5} \cdot \exp(2.74 \cdot N^{-0.1}) \text{ for } 0.1 < N < 1 \tag{25b}$$

$$\alpha_{nb} = \alpha_{DB} \cdot (1 + 46 \cdot Bo^{0.5}) \text{ for } N > 1 \text{ and } Bo < 0.0003 \tag{25c}$$

$$\alpha_{nb} = \alpha_{DB} \cdot 230 \cdot Bo^{0.5} \text{ for } N > 1 \text{ and } Bo > 0.0003 \tag{25d}$$

where α_{DB} is the Dittus-Boelter heat transfer coefficient for the properties of the liquid phase.

$$\alpha_{DB} = 0.023 \cdot Re_L^{0.8} \cdot Pr_L^{0.4} \cdot \frac{\lambda_L}{d_i} \tag{26}$$

Copyright © 2012 by ASME

The forced convective coefficient is defined as:

$$\alpha_{fc} = \alpha_{DB} \cdot \frac{1.8}{N^{0.8}}. \quad (27)$$

As mentioned above the larger one of these two values, either α_{nb} or α_{fc}, has to be taken for the two-phase flow mean heat transfer coefficient α_{tube}.

EVALUATION OF THE TUBE PRESSURE DROP

For the evaluation of the pressure loss one has to distinguish between single-phase and two-phase flow again. Whereas the implementation of the pressure loss correlation for single-phase flow is relatively straight forward, based on the well-known Darcy & Weisbach equation, the implementation of the pressure loss correlation for the DSG two-phase flow regime is more challenging. However, a suitable correlation that was proposed by Friedel[22] as cited by Mayinger[23] has been found. This two-phase pressure loss correlation was also used and recommended by Eck et al.[24], as well as by Pye[25].

The Pressure Loss Correlation for Single-Phase Flow

In the case of single-phase flow in the absorber tube the resulting pressure drop Δp can be calculated using the well-known Darcy & Weisbach equation [26]:

$$\Delta p = \frac{f \cdot L \cdot \rho}{d_i \cdot 2} \cdot v^2 \quad (28)$$

The friction factor f in fully developed turbulent flow depends on the Reynolds number and the relative roughness ε_r/d_i. (ratio of mean roughness height ε_r to the inner diameter d_i.of the pipe). In this work the empirical Colebrook equation [26] is used to determine f:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log\left(\frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f}} + \frac{0.27 \cdot \varepsilon_r}{d_i}\right) \quad (29)$$

These relationships can be used for the single-phase flow of oil as well as for the single-phase flow of water (preheating section) and superheated steam (superheating section).

The Pressure Loss Correlation for Two-Phase Flow

In this work a correlation proposed by Friedel[22] as cited by Mayinger[23] was used for calculating the pressure drop in the two-phase flow regime within the parabolic trough collector evaporation section. This correlation is based on at least 25 000 measured values and is valid for horizontal flow. The basic relationship is described by the pressure loss ratio R_p that is the ratio of the two-phase flow pressure drop to the pressure drop that would occur if the whole mass flow streamed as liquid phase only [23].

$$R_p = \frac{(\Delta p/\Delta L)_{2Ph}}{(\Delta p/\Delta L)_{1Ph}} \quad (30)$$

The pressure drop of the fictive single-phase flow is described by the Darcy & Weisbach equation using the fictive single-phase flow velocity that is calculated by dividing the total mass flow $\dot{m}$ by the liquid phase density ρ_L and the cross-sectional area A_c of the tube.

The pressure drop ratio R_p is defined as follows [23]:

$$R_p = a + 3.43 \cdot \dot{x}^{0.685} \cdot (1-\dot{x})^{0.24} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_{St}}\right)^{0.8} \cdot \left(\frac{\eta_{St}}{\eta_L}\right)^{0.22} \cdot \left(1 - \frac{\eta_{St}}{\eta_L}\right)^{0.89} \cdot Fr_L^{-0.047} \cdot We_L^{-0.0334} \quad (31)$$

$$a = (1-\dot{x})^2 + \dot{x}^2 \cdot \left(\frac{\rho_L \cdot f_{St}}{\rho_{St} \cdot f_L}\right) \quad (32)$$

$$Fr_L = \frac{\left(\frac{\dot{m}}{A_c}\right)^2}{\rho_L^2 \cdot g \cdot d_i}, \quad We_L = \left(\frac{\dot{m}}{A_c}\right)^2 \cdot \frac{d_i}{\rho_L \cdot \sigma_s} \quad (33, 34)$$

$$Re_L = \frac{v_L \cdot d_i}{\nu_L}, \quad Re_{St} = \frac{v_{St} \cdot d_i}{\nu_{St}} \quad (35, 36)$$

$$f_j = \left[0.86859 \cdot \ln \frac{Re_j}{1.964 \cdot \ln Re_j - 3.8215}\right]^{-2}$$

$$\text{for } Re_j > 1055 \text{ and } j = L(\text{liquid}), St(\text{steam}) \quad (37)$$

THE SUITABLE LEVEL OF DISCRETIZATION

By using the IPSEpro model developing kit MDK, two additional IPSEpro library components for parabolic trough collectors were developed, one for oil as heat transfer fluid and one for direct steam generation (DSG). The DSG component is furthermore divided into three subtypes: one subtype for the preheating section, one for the evaporation section and the third one for the superheating section.

As mentioned above the heat transfer in the absorber tubes is estimated based on constant inner and outer tube temperatures (T_{inner}, $T_{absorber}$). In order to approximate the real temperature change along the tubes, the collector loops have to be split into several parabolic trough sections of length L. It was investigated how many of these model components have to be connected in series for one collector loop to obtain an acceptable discretization error.

For the parabolic trough solar thermal power plant SEGS VI, where one collector loop consists of 16 LS-2 collector assemblies connected in series, resulting in a total loop length of 768 meters, the optimal length of discretization was studied. Having obtained the suitable length of discretization, the steady-state collector loop model consists of n parabolic trough components with length L as the optimum length of discretization.

The Optimum Length of Discretization for the Oil Collector Component

The temperature rise across the collector loop is around 100°C during peak summer times, starting from about 293°C at the loop inlet [3]. Starting with one absorber unit for the whole collector loop length, the number of units is gradually increased in the calculation until reaching a component length of 12 meters. Fig. 6 shows a gradual increase of the total heat loss with decreasing element length. At an element length of about 50 meters no further increase in heat loss can be detected. The

Copyright © 2012 by ASME

relatively small overall variation of the total heat loss of about 4% indicates that it should be accurate enough to use one collector element with a length that is equal to the real solar collector assembly length (48 m) in the case of an LS-2 collector. Besides the total heat loss also the total collector loop pressure drop was plotted versus the element length. Since the density of the fluid decreases when flowing through the loop, the average fluid bulk velocity increases. Therefore the mean velocity between inlet and outlet of a component is used to calculate the pressure drop. Also in this case a too small number of collector components would yield inaccurate results. The total pressure drop also increases with decreasing element length and converges at an element length between 20 and 50 meters. However, considering the very small total variation, which is about 0.7 %, only the demand for heat loss calculation accuracy determines the optimum length of discretization.

The Optimum Length of Discretization for the DSG Collector Components

A similar study was performed for each of the DSG collector model subtypes. Since the DSG plant example is also based on the SEGS VI solar field size, the total collector loop length of 768 meters had to be divided into a preheating section, an evaporating section and finally a superheating section. As a first step, the whole preheating section was modeled with one single collector component. Then the number of components was increased until reaching an element length of 11.75 meters. The same procedure was applied to the evaporation section and the superheating section, until reaching an element length of 12.5 m and 7.5 m, respectively.

For the preheating section, the total heat loss converges at an element length of about 20 meters (see Fig. 7). The total variation in pressure drop can again be neglected. Allowing a rather small total heat loss variation of about 0.3% an element length of about 50 meters should be sufficient.

For the evaporation section the discretization study showed that the total heat loss is rather independent of the chosen element length, since the fluid temperature is essentially constant in the two-phase region. The small variation in fluid temperature due to the pressure loss which makes the evaporation temperature slightly decrease is negligible. Also the additional variation of the absorber tube temperature due to a variation of the heat transfer coefficient α_{tube} is negligible. The total variation in two-phase flow pressure drop, however, is larger than that of the total heat loss and constitutes to about 2% (see Fig. 8). It converges at an element length of about 20 meters. Hence, an element length of 20 meters for the evaporation section should be more than sufficient.

For the superheating section, the total heat loss converges at an element length of about 15 meters. Considering the small total heat loss variation of about 0.9%, and a variation in pressure drop of the same magnitude, it should also be sufficient using an element length of 20 meters for the superheating section.

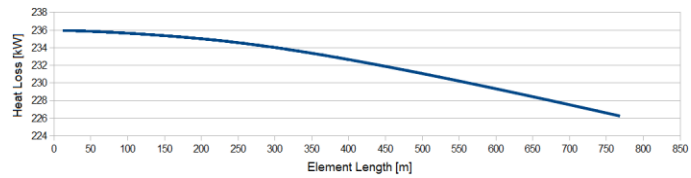


Fig. 6: Oil Collector Loop Heat Loss versus Element Length

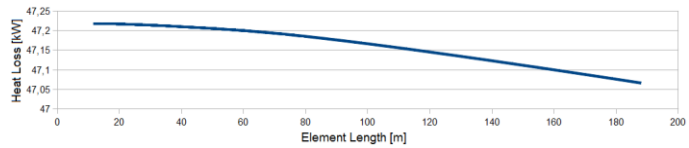


Fig. 7: DSG Preheating Section Heat Loss versus Element Length

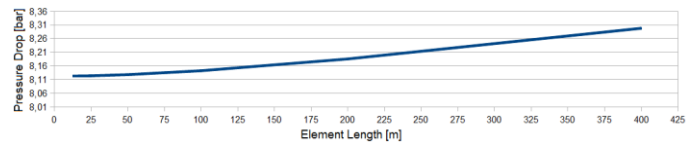


Fig. 8: DSG Evaporation Section Pressure Drop versus Element Length

VALIDATION OF THE PARABOLIC TROUGH COLLECTOR MODEL FOR OIL AS HEAT TRANSFER FLUID

In order to verify the modeling of the incoming solar irradiation as well as of the heat transfer, the solar field of the 30 MW SEGS VI plant was reproduced within the IPSEpro Process Simulation Environment. In reality the solar field consists of 50 parallel loops of parabolic trough collectors. Each loop contains 16 LS-2 solar collector assemblies (SCAs). These 50 collector loops are fed by the cold header pipe and drain into the hot header pipe (center-feed layout). The heat transfer fluid is then pumped back to the steam generator. As can be seen in Fig. 13 only one of the 50 parallel collector loops is modeled and a mass flow gain unit is used after and before the collector loop in order to obtain the thermal power provided by 50 loops. A cloudless sky without partial shading of the solar field is assumed. Hence, only measurement data for clear days will be used to validate the model.

Patnode[3] provides DNI and solar field inlet and outlet temperature measurement values for the 20th of June 1998, as well as for the 16th of December 1998 (both clear days). Solar field heat gain as well as heat loss values are also provided, from calculations [3]. In order to verify the here presented IPSEpro PTC module for oil as heat transfer fluid the measurement data provided by [3] were used as solar field model input data. In particular the operation of the solar field during two whole days (20th of June, 16th of December) was simulated with the IPSEpro solar field model in a quasi-steady way with time steps of 5 to 15 minutes, depending on the availability and variation of the measurement values.

Model input parameters were the location, date and time (which determine the sun position), the DNI value, as well as the corresponding solar field inlet and outlet temperature. This allowed calculating oil mass flow and performance of the

Copyright © 2012 by ASME

collectors. The simulated heat balance of the collectors was then compared with the data obtained by Patnode[3] for verification. Besides the collector tube heat loss Patnode[3] considers an additional solar field piping heat loss which is calculated in the same way as a function of the difference between the average solar field temperature and the ambient air temperature. Hence, the thermal power that is retained by the solar field and finally delivered to the steam generator can be defined as follows:

$$\dot{Q}_{retained} = P_{totalField} - \dot{Q}_{lossField} - \dot{Q}_{lossPiping} \qquad (38)$$

Fig. 9 and 10 show the solar field inlet and outlet temperatures versus the local time for the 20th of June 1998 and the 16th of December 1998, used as input data.

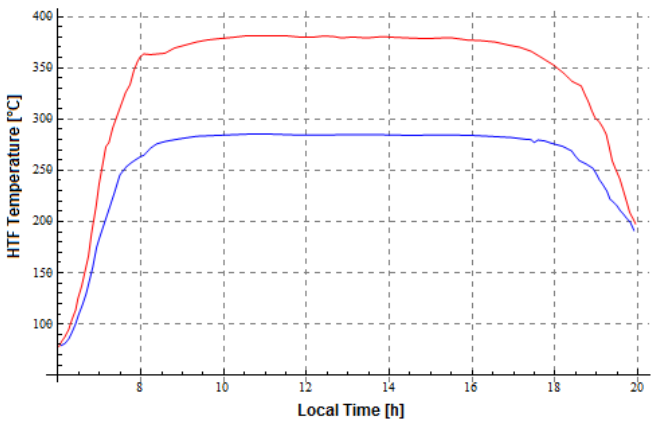


Fig. 9: SEGS VI Solar Field Inlet (blue) and Outlet (red) Temperature, 20th of June 1998 [3]

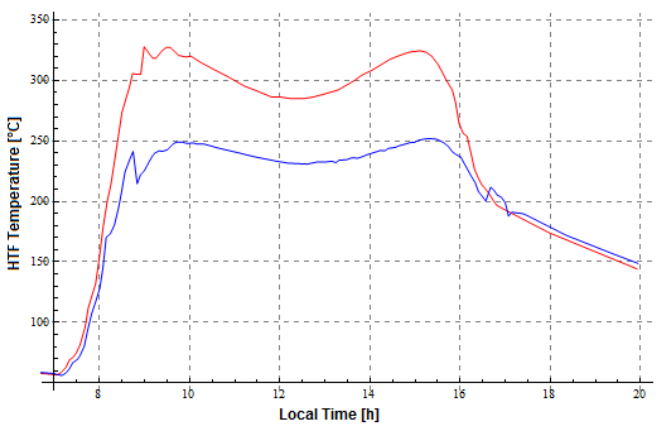


Fig. 10: SEGS VI Solar Field Inlet (blue) and Outlet (red) Temperature, 16th of December 1998 [3]

Figs. 11 and 12 show the DNI measurement values (black lines) used as simulation input, as well as the simulated heat gains and heat losses, related to the total SEGS VI solar field aperture area (188 000 m²). Their display unit is W/m². The blue lines represent the absorbed solar power, hence the incoming solar irradiation attenuated by the cosine factor, the shading factor, as well as the optical losses. The green and violet lines represent the parabolic trough collector heat loss and the solar field piping heat loss, respectively. The absorbed heat reduced by the collector and solar field piping heat losses gives the thermal power retained by the solar field (red lines).

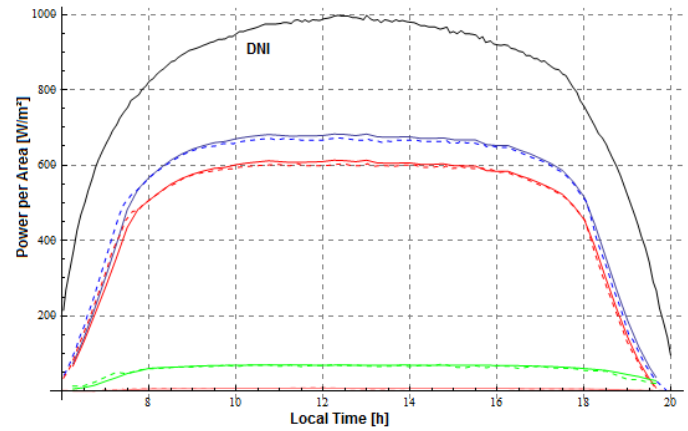


Fig. 11: June 20th - DNI (black), Absorbed Solar Power (blue), Thermal Power Retained (red), Collector Heat Loss (green) and Solar Field Piping Heat Loss (violet) – Patnode[3] (dashed) vs. IPSEpro (continuous)

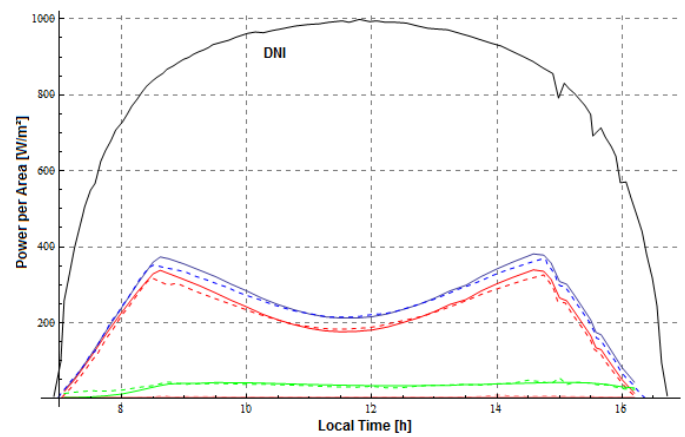


Fig. 12: December 16th - DNI (black), Absorbed Solar Power (blue), Thermal Power Retained (red), Collector Heat Loss (green) and Solar Field Piping Heat Loss (violet) – Patnode[3] (dashed) vs. IPSEpro (continuous)

The IPSEpro simulation results (continuous lines) show good agreement with the results in [3] (dashed lines). There are only slight discrepancies for June 20th with an underprediction during early morning hours and an overprediction between 9 am and 4 pm. The differences in the early morning hours could be explained by the fact that for the given input data during these times, a partially defocussed solar field had to be assumed in order to get realistic mass flow values. Since, partial defocussing was not modeled in this work, the solar field outlet temperatures were corrected to higher values. The difference in the absorbed heat, however, can also be explained by discrepancies in the shading correlations used. The root mean square deviation (RMSD) for the retained heat on June 20th between the data predicted in [3] and the IPSEpro results

Copyright © 2012 by ASME

constitutes 12.3 W/m², which is only about 2 % based on the maximum value.

In the case of December 16th, there are discrepancies between 8:30 and 10:30 am, as well as between 1:30 and 2:50 pm. At these times the absorbed heat is overpredicted. However, a generally good agreement can be observed as well. The root mean square deviation (RMSD) for the retained heat on December 16th between the data predicted in [3] and the IPSEpro results constitutes 12.7 W/m², which is about 3.9 % based on the maximum value.

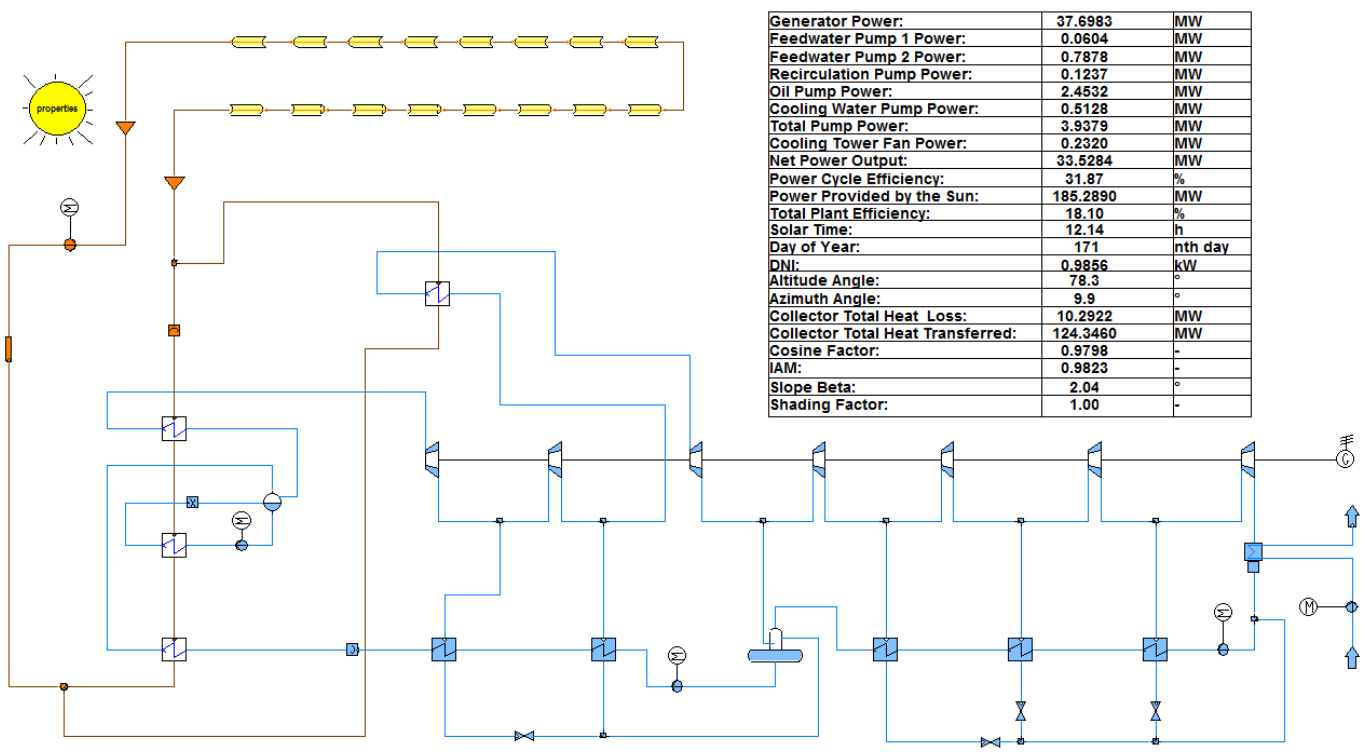
In summary, the comparison shows that the developed model is able to accurately reproduce the heat balance as published by Patnode[3] so that there is confidence in its correctness.

STEADY-STATE DAY SIMULATIONS OF PARABOLIC TROUGH COLLECTOR POWER PLANT MODELS

Additionally, in order to show the usability of the IPSEpro PTC modules, two whole parabolic trough power plants were modeled. The parabolic trough power plant model with oil as heat transfer fluid is based on the 30 MW SEGS VI plant and the data provided by Patnode[3]. The power plant model for DSG is also based on the SEGS VI solar field size as well as the SEGS VI power block data, but with different live steam conditions and without reheat. The evaporative cooling tower was not modeled in this study. The condenser cooling water temperature levels and the cooling tower parasitic losses were set to the values mentioned in [3].

The Parabolic Trough Power Plant Model for Oil as Heat Transfer Fluid

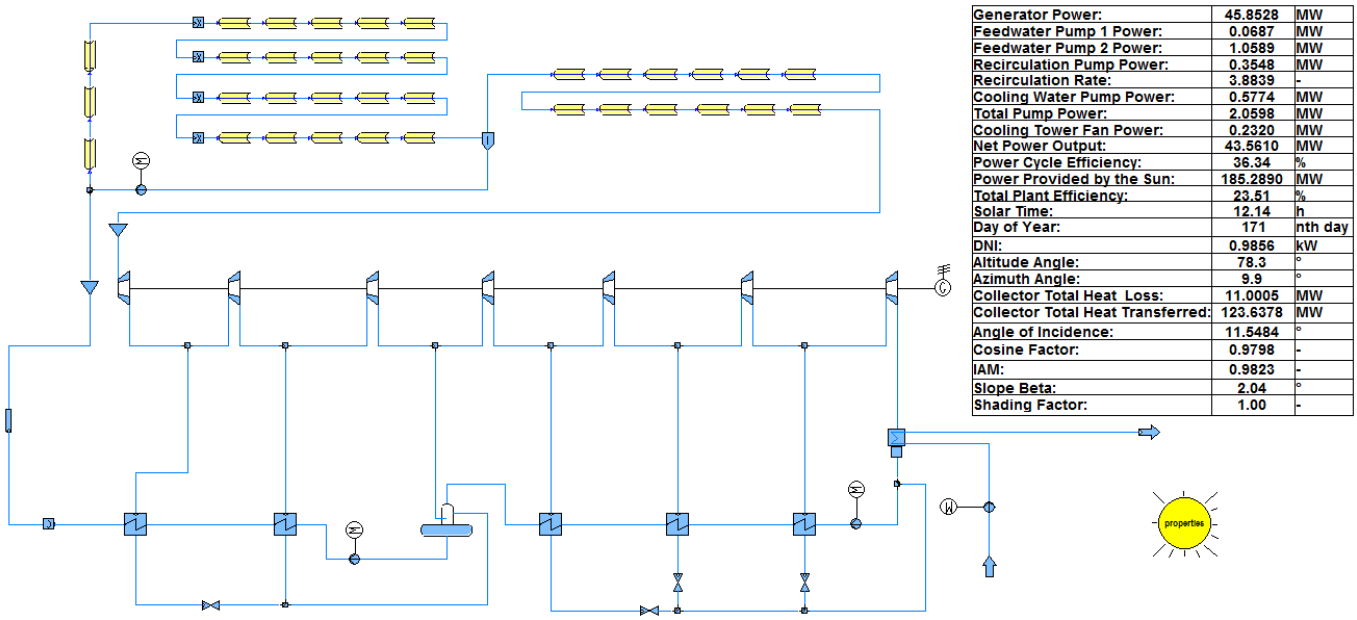
The SEGS VI IPSEpro power plant model is shown in Fig. 13. For the modeling of the steam cycle, the models from the IPSEpro Advanced Power Plant library are used. In order to correctly represent the varying operating points throughout the day a detailed part load model is required. Like in [3] the steam turbine part load behavior is taken into account by providing the isentropic efficiency values for each turbine stage as a function of the ratio of actual mass flow to reference mass flow. The turbine consists of two high pressure stages and five low pressure stages. The first turbine stage, an impulse stage, is followed by 6 reaction stages. The mass flow through the turbine is determined by the steam generator, depending on the actual thermal power provided by the solar field. The turbine exit pressure is set to the condenser pressure level and the inlet pressure of the 6 reaction stages is calculated according to Stodola's elliptic law.



Generator Power:	37.6983	MW
Feedwater Pump 1 Power:	0.0604	MW
Feedwater Pump 2 Power:	0.7878	MW
Recirculation Pump Power:	0.1237	MW
Oil Pump Power:	2.4532	MW
Cooling Water Pump Power:	0.5128	MW
Total Pump Power:	3.9379	MW
Cooling Tower Fan Power:	0.2320	MW
Net Power Output:	33.5284	MW
Power Cycle Efficiency:	31.87	%
Power Provided by the Sun:	185.2890	MW
Total Plant Efficiency:	18.10	%
Solar Time:	12.14	h
Day of Year:	171	nth day
DNI:	0.9856	kW
Altitude Angle:	78.3	°
Azimuth Angle:	9.9	°
Collector Total Heat Loss:	10.2922	MW
Collector Total Heat Transferred:	124.3460	MW
Cosine Factor:	0.9798	-
IAM:	0.9823	-
Slope Beta:	2.04	°
Shading Factor:	1.00	-

Fig. 13: SEGS VI Plant Model using Oil as Heat Transfer Fluid

Copyright © 2012 by ASME



Generator Power:	45.8528	MW
Feedwater Pump 1 Power:	0.0687	MW
Feedwater Pump 2 Power:	1.0589	MW
Recirculation Pump Power:	0.3548	MW
Recirculation Rate:	3.8839	-
Cooling Water Pump Power:	0.5774	MW
Total Pump Power:	2.0598	MW
Cooling Tower Fan Power:	0.2320	MW
Net Power Output:	43.5610	MW
Power Cycle Efficiency:	36.34	%
Power Provided by the Sun:	185.2890	MW
Total Plant Efficiency:	23.51	%
Solar Time:	12.14	h
Day of Year:	171	nth day
DNI:	0.9856	kW
Altitude Angle:	78.3	°
Azimuth Angle:	9.9	°
Collector Total Heat Loss:	11.0005	MW
Collector Total Heat Transferred:	123.6378	MW
Angle of Incidence:	11.5484	°
Cosine Factor:	0.9798	-
IAM:	0.9823	-
Slope Beta:	2.04	°
Shading Factor:	1.00	-

Fig. 14: Direct Steam Generation Plant Model

With this model and the assumptions mentioned above, two whole day simulations were performed, one with the solar data of the 20th of June and one with the solar data of the 12th of March. For both cases the DNI values are estimated for the site located at Kramer Junction, CA, USA, according to Hottel[27] as cited by Duffie& Beckman[28]. The steady-state conditions of the power plant are calculated in time steps of 15 minutes. Fig. 15 shows the net power output. It is interesting that it is nearly constant during most of the day in June, whereas it has a maximum during the morning and afternoon hours in March. This result is supported by the total power plant efficiency in Fig. 16, where the efficiency shows a small minimum at solar noon in June and a distinct minimum in March. In this work the total plant efficiency (solar-to-electric efficiency) is defined as the net power plant output (MWe) divided by the direct normal irradiance DNI times the total aperture area of the solar field.

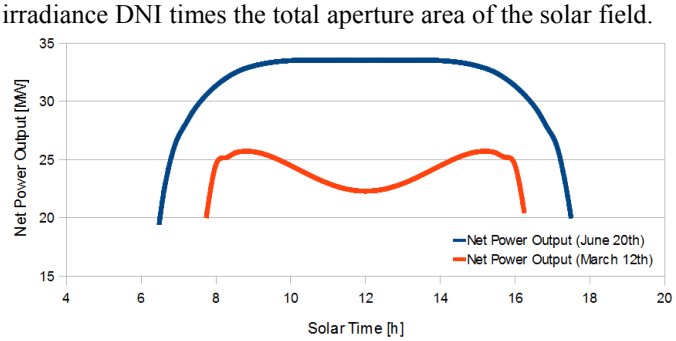


Fig. 15: Net Power Output of the PTC Power Plant Model on June 20th and March 12th

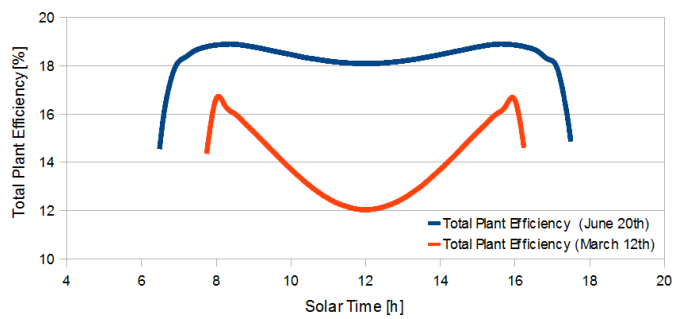


Fig. 16: Total PTC Power Plant Efficiency on June 20tn and March 12th

The angle of incidence and as a consequence the cosine loss attenuation factor are the reason for the quite large variations in power plant overall performance (see also Fig. 11 and 12). For the north-south collector orientation, the small altitude angle of the sun at noon during the colder seasons reduces the efficiency considerably. The altitude angle of the sun only slightly exceeds 50° on the 12th of March, whereas it amounts to 78° on the 20th of June at solar noon (see Fig. 17, showing the altitude angle of the sun plotted versus the azimuth angle). The cosine attenuation factor (see Fig. 18) in March has its minimum at solar noon explaining the power and efficiency distribution of Figs. 15 and 16. In June it is relatively constant over the day with a small local minimum at noon, which can be seen in the power and efficiency distribution of Figs. 15 and 16.

Copyright © 2012 by ASME

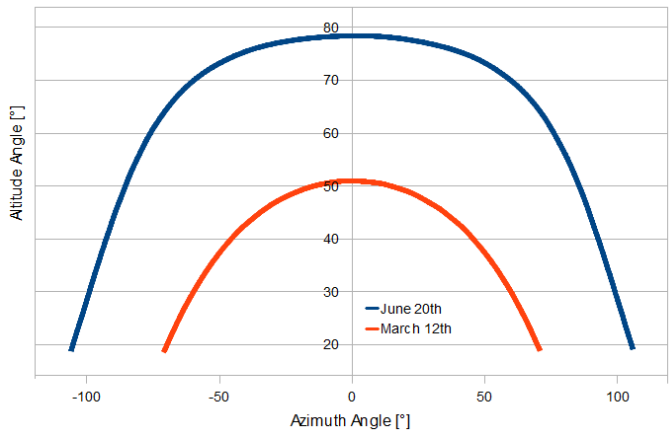


Fig. 17: Solar Altitude Angle versus Solar Azimuth Angle on June 20th and March 12th at Kramer Junction, CA, USA

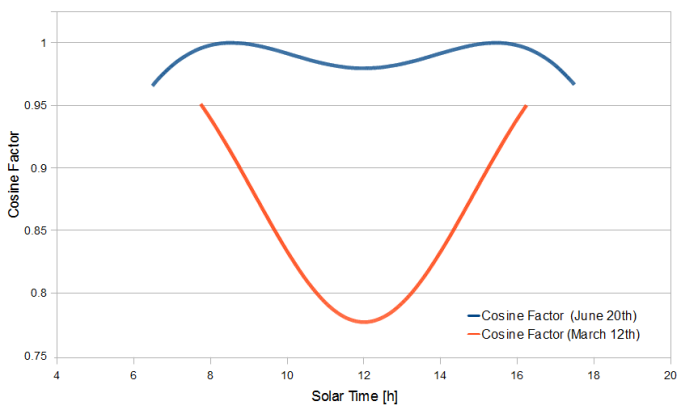


Fig. 18: Cosine Attenuation Factor on June 20tn and March 12tn at Kramer Junction, CA, USA

The Parabolic Trough Power Plant Model for DSG

To compare the simulation results for oil with them for DSG, a DSG power plant was modeled too, again based on the SEGS VI plant layout. It has the same solar field aperture area with the same collector arrangement and collector length (50 loops of 768 m length). The steam cycle setup is also similar. The turbine again consists of seven stages, two high pressure stages and five low pressure stages, but without reheat between stage two and three. For the steam evaporation section, the DSG recirculation concept was chosen. The length of the preheating, the evaporation and the superheating section is determined by the requested live steam temperature and pressure, the prescribed steam quality at the end of the evaporation section and the feed water temperature entering the solar field. For a given solar irradiation and a given steam mass flow the live steam temperature determines the length of the superheating section, the steam quality determines the recirculation rate. Finally, the feed water temperature entering the solar field determines the length of the preheating section. In this work, 22% of the collector loop length is used for preheating, 48% for evaporation and 30% for superheating. This split-up of the collector loop results in live steam conditions of 500°C and 100 bar, the steam quality after the evaporation section is 0.2.

Fig. 14 shows the model of the DSG parabolic trough collector plant. As described by Eck et al.[24], the water at saturation temperature leaving the water/steam separator is mixed with the feed water flow before the collector preheating section.

Also this model was simulated over one day, again using the solar irradiation values of 20th of June at Kramer Junction, California, USA. The obtained solar-to-electric efficiency results are compared with those for oil as transfer medium in Fig. 19. It clearly shows the higher efficiency of the DSG concept. With the assumptions mentioned before a maximum solar-to-electric efficiency of about 24% may be reached, compared to 19% for the oil concept.

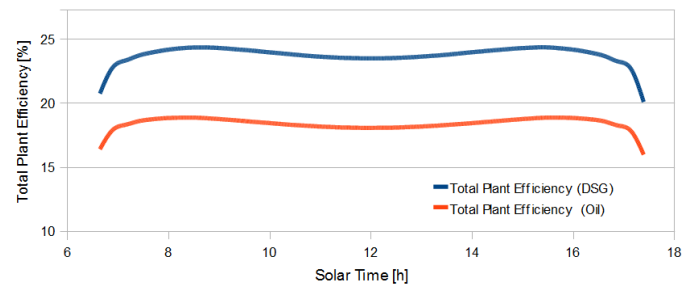


Fig. 19: Comparison of Total Plant Efficiencies - Oil - DSG

This gain in efficiency can be explained by the higher live steam temperature reached and by the significantly lower solar field pumping power. The pumping power is mainly reduced due to the higher specific heat capacity of water and the high enthalpy of vaporization, so that a lower mass flow is required when transporting the same amount of heat. The higher live steam temperature (500°C instead of 371°C) increases the thermodynamic efficiency of the steam cycle, but also slightly decreases the thermal performance of the solar field. For the DSG concept the evaporation section has an almost constant temperature of around 318°C, whereas the tube temperatures of the DSG superheating section exceed those of the SEGS VI plant remarkably. However, this minor DSG solar field heat loss disadvantage is compensated by the previously mentioned advantages.

CONCLUSIONS AND OUTLOOK

This work presents two detailed parabolic trough collector models that are suitable for design and part load simulation. One model is valid for oil as heat transfer fluid and the other one is suitable for the direct steam generation (DSG) recirculation concept. The main governing equations of the models are presented. At the beginning the necessary equations for modeling the incoming solar radiation are given. It is determined how much of the incoming DNI finally reaches the collector absorber tubes. Since the final heat gain of the fluid inside the collector tubes depends on the heat losses and the heat transfer coefficient, suitable correlations are given to determine these values for one-phase and two-phase flow. In order to estimate the necessary pumping power, correlations for the pressure drop in the absorber tubes are presented. Since the

 Copyright © 2012 by ASME

results slightly depend on the length of the collector modules the optimum length of discretization is discussed which gives sufficient accuracy.

All equations were incorporated into the thermodynamic simulation software IPSEpro. Thus two library components were obtained describing the collector behavior for oil and steam as heat transfer fluid. The model for oil was evaluated with data from the SEGS VI plant as published by Patnode[3]. Finally, the newly developed components were used for the simulation of two parabolic trough collector power plants, one with oil as heat transfer fluid and one with DSG. The results showed the strong influence of date and current solar time on the power output and the solar-to-electric efficiency. Once again, the efficiency potential of the direct steam generation was shown.

The models form a valuable basis for annual yield calculations. The results of such simulations are important for project assessment or operation strategy planning. To obtain realistic figures, further effects have to be taken into account, like start-up and shut-down procedures and night-time losses. Nevertheless the suitability of the models and the used simulation framework could already be shown in principle.

REFERENCES

[1] Montes, M. J., Abánades, A., and Martínez-Val, J. M., 2009, "Performance of a direct steam generation solar thermal power plant for electricity production as a function of the solar multiple,"Solar Energy, pp. 679-689.

[2] Odeh, S. D., Morrison, G. L., and Behnia, M., 1998, "Performance of Horizontal and Inclined Direct Steam Generation Trough Solar Collectors,"Proceedings of ANZSES 36th Annual Conference, Christchurch, New Zealand, pp. 588-595.

[3] Patnode, A. M., 2006, "Simulation and Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants - Master's Thesis,"University of Wisconsin-Madison, USA.

[4] Lippke, F., 1995, "Simulation of the Part-Load Behavior of a 30 MWe SEGS Plant,"Solar Thermal Technology Department, Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico, USA.

[5] Forristall, R., 2003, "Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver - NREL/TP-550-34169," National Renewable Energy Laboratory - NREL, Golden, Colorado, USA.

[6] Manzolini, G., Giostri, A., Saccilotto, C., Silva, P., and Macchi, E., 2012, "A Numerical Model for Off-Design Performance Prediction of Parabolic Trough Based Solar Power Plants," Journal of Solar Energy Engineering.

[7] Zaversky, F., 2010, "Solar Thermal Power Plants - Modelling of Parabolic Trough Collector Concepts - Diploma Thesis,"Graz University of Technology,Graz, Austria.

[8] Romero-Alvarez, M., Zarza, E., Kreith, F., and Goswami, D. Y., 2007, "Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy," CRC Press Taylor & Francis Group, Boca Raton, USA.

[9] Quaschning, V., 2007, "Regenerative Energiesysteme - Technologie-Berechnung-Simulation, 5. aktualisierte Auflage," Hanser Verlag, Munich, Germany.

[10] Goswami, D. Y., and Kreith, F., 2008, "Energy Conversion," CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton, USA.

[11] Esposito, S., Antonaia, A., Addonizio, M. L., and Aprea, S., 2009, "Fabrication and optimisation of highly efficient cermet-based spectrally selective coatings for high operating temperature,"Thin Solid Films, pp. 6000-6006.

[12] Dudley, V. E., G.J., K., A.R., M., T.B., M., C.W., M., M., S., and D., K., 1994, "Test Results - SEGS LS-2 Solar Collector," Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico, USA.

[13] Odeh, S. D., Morrison, G. L., and Behnia, M., 1996, "Thermal Analysis of Parabolic Trough Solar Collectors for Electric Power Generation,"Proceedings of ANZSES 34th Annual Conference, Darwin, Australia, pp. 460-467.

[14] Rabl, A., 1985, "Active Solar Collectors and Their Applications," Oxford University Press, Inc., New York, USA.

[15] Odeh, S. D., Morrison, G. L., and Behnia, M., 1998, "Modelling of Parabolic Trough Direct Steam Generation Solar Collectors,"Solar Energy, pp. 395-406.

[16] Cengel, Y. A., 2006, "Heat and Mass Transfer - A Practical Approach 3rd Edition," McGraw-Hill, New York, USA.

[17] Gnielinski, V., 1976, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow," Int. J. Chem. Eng., pp. 359-368.

[18] Goebel, O., 1998, "Wärmeübergang in Absorberrohren von Parabolrinnen-Solarkraftwerken, Fortschrittsbericht VDI Reihe 6 Nr. 402," VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, Germany.

[19] Eck, M., and Steinmann, W. D., 2001, "Direct Steam Generation in Parabolic Troughs: First Results of the DISS Project,"Solar Energy Forum: The Power to Choose, Washington, D.C., USA.

[20] Shah, M. M., 1982, "Chart correlation for saturated boiling heat transfer: Equations and further study,"ASHRAE Transactions, pp. 185-195.

[21] Collier, J. G., and Thome, J. R., 1996, "Convective Boiling and Condensation, 3rd Edition," Oxford University Press, New York, USA.

[22] Friedel, L., 1975, "Modellgesetz für den Reibungsdruckverlust in der Zweiphasenströmung,"VDI-Forschungsheft, Düsseldorf, Germany.

[23] Mayinger, F., 1982, "Strömung und Wärmeübergang in Gas-Flüssigkeits-Gemischen," Springer-Verlag, Vienna, Austria.

[24] Eck, M., Zarza, E., Eickhoff, M., Rheinländer, J., and Valenzuela, L., 2003, "Applied research concerning the direct steam generation in parabolic troughs,"Solar Energy, pp. 341-351.

[25] Pye, J., Morrison, G. L., and Behnia, M., 2006, "Pressure drops for direct steam generation in line-focus solar thermal systems "ANZSES 44th Annual conference Solar 2006: “Clean Energy? Can Do!”, Canberra ANU, Australia.

[26] Truckenbrodt, E., 1996, "Fluidmechanik – Band 1 – Grundlagen und elementare Strömungsvorgänge dichtebeständiger Fluide, 4. ergänzte Auflage," Springer-Verlag, Berlin, Germany.

[27] Hottel, H. C., 1976, "A simple model for estimating the transmittance of direct solar radiation through clear atmospheres,"Solar Energy, pp. 129-134.

[28] Duffie, J. A., and Beckman, W. A., 2006, "Solar Engineering of Thermal Processes, 3rd Edition," John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, USA.

Copyright © 2012 by ASME

Geothermal resources

Giovanni Manente
University of Padova

Graz University of Technology, April 2017

Outline of the presentation

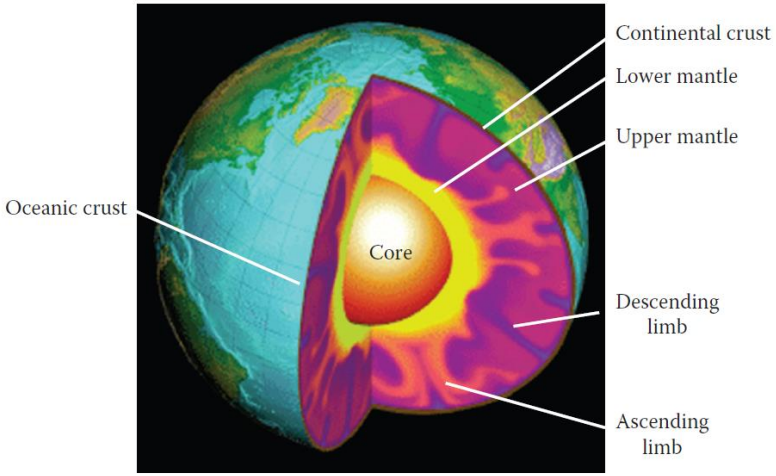
- Geothermal energy and terrestrial heat flow 3
- Features of a geothermal system 12
- Enhanced geothermal systems (EGS) 17
- Recoverable energy from EGS in USA and Europe 20
- EGS projects in the world 25

Geothermal energy

- Geothermal energy consists of the thermal energy stored in the earth's crust
- Thermal energy in the earth is distributed between the constituent host rock and the natural fluids (mostly water with varying amounts of dissolved salts) that are contained in fractures and pores
- Typically, in their natural in situ state, they are present as a liquid or supercritical fluid phase but sometimes may consist of a saturated or superheated steam vapor phase
- Most geothermal resources presently used result from the intrusion of magma (molten rock) from great depths (>30 km) into the earth's crust

Terrestrial heat flow

- The heat flow is due to upward convection and conduction of heat from the hot mantle and core of the earth and from heat generated by the decay of radioactive elements in the crust (isotopes of potassium, uranium and thorium)



- Regions of higher-than-normal heat flow are associated with tectonic plate boundaries and with areas of geologically recent volcanic events
- This is why people associate geothermal energy with specific places such as Iceland, New Zealand or Japan (plate boundaries) or with Larderello field in Italy (recent volcanism) while they neglect to consider geothermal opportunities in other regions

Geothermal gradient and terrestrial heat flow

- Geothermal gradient: increase in temperature with depth in the Earth's crust
- The average geothermal gradient is 25 ÷ 30°C per km

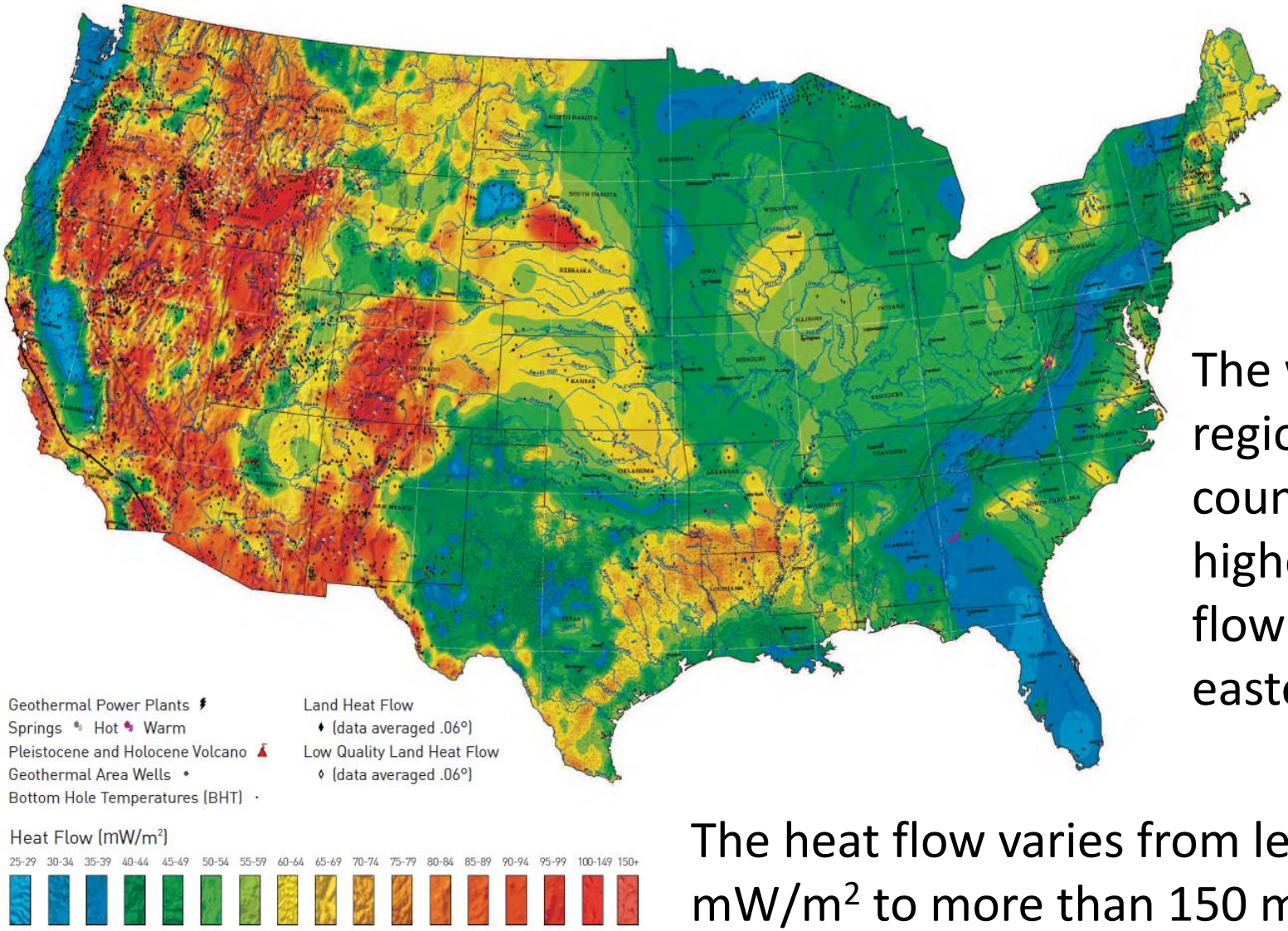
  Ground level: T=15°C

  2,000 m depth: T=65°C÷75°C

  3,000 m depth: T=90°C÷105°C

- The difference in temperature between deep hotter zones and shallow colder zones generates a conductive flow of heat
- The mean terrestrial heat flow is 59 mW/m^2
- The intrusion of large masses of molten rock can increase this normal heat flow locally

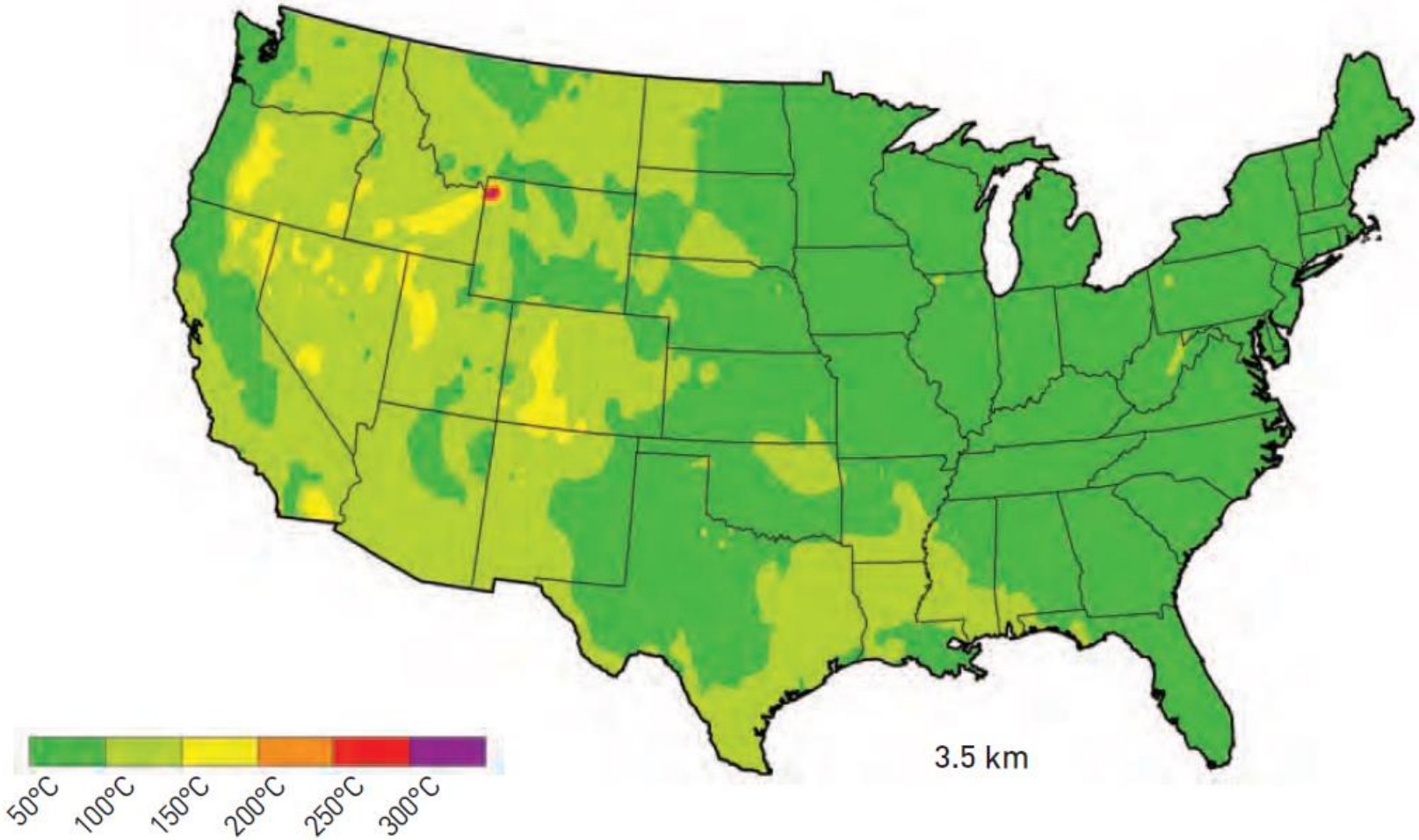
Heat-flow map of the United States



The western region of the country has higher heat flow than the eastern part

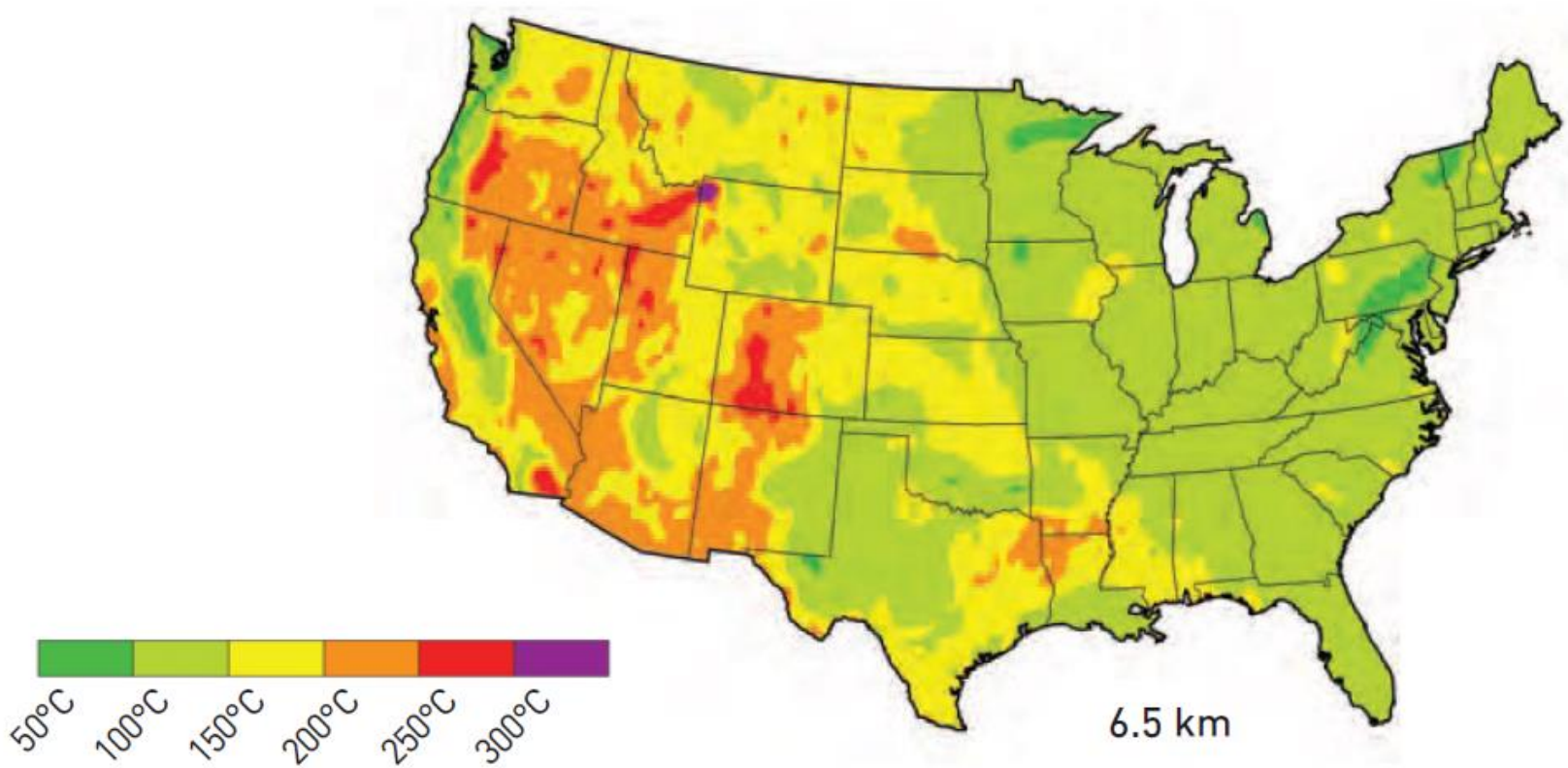
The heat flow varies from less than 20 mW/m^2 to more than 150 mW/m^2

Map of calculated temperature at a depth of 3500 m in the USA



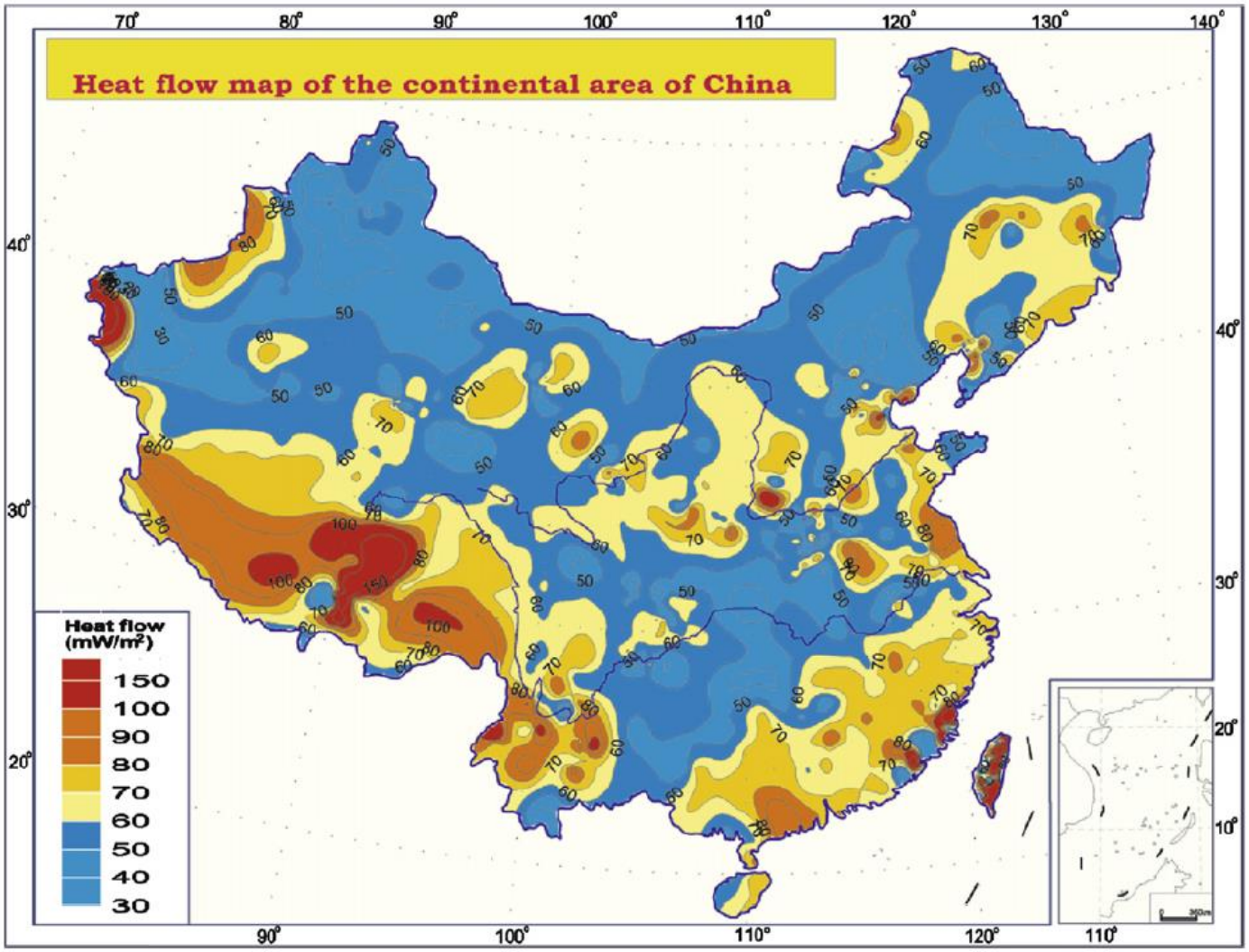
(The future of geothermal energy, MIT, 2006)

Map of calculated temperature at a depth of 6500 m in the USA



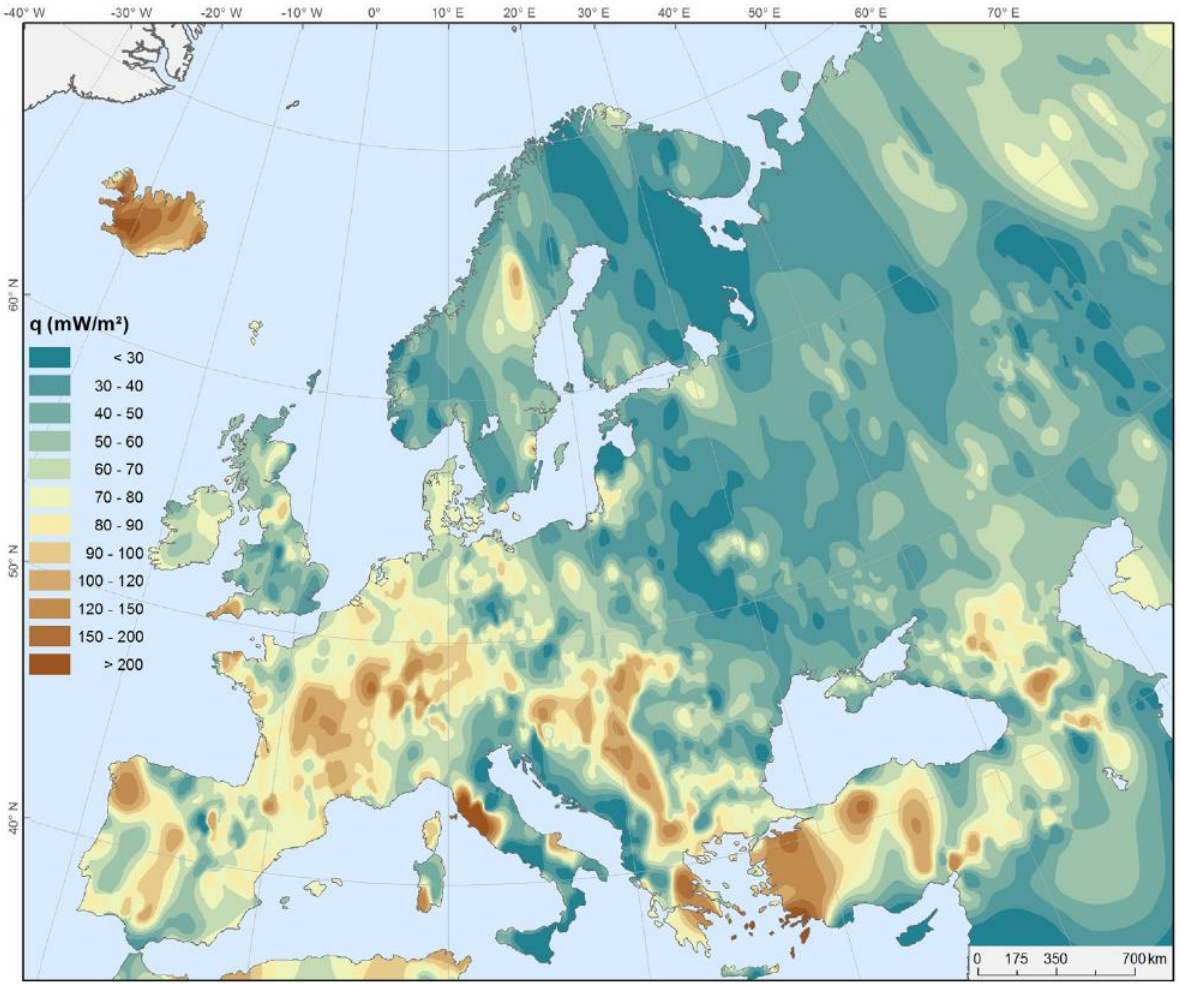
(The future of geothermal energy, MIT, 2006)

Heat-flow map of China



(Tao et al., Progress in Natural Science, 2008)

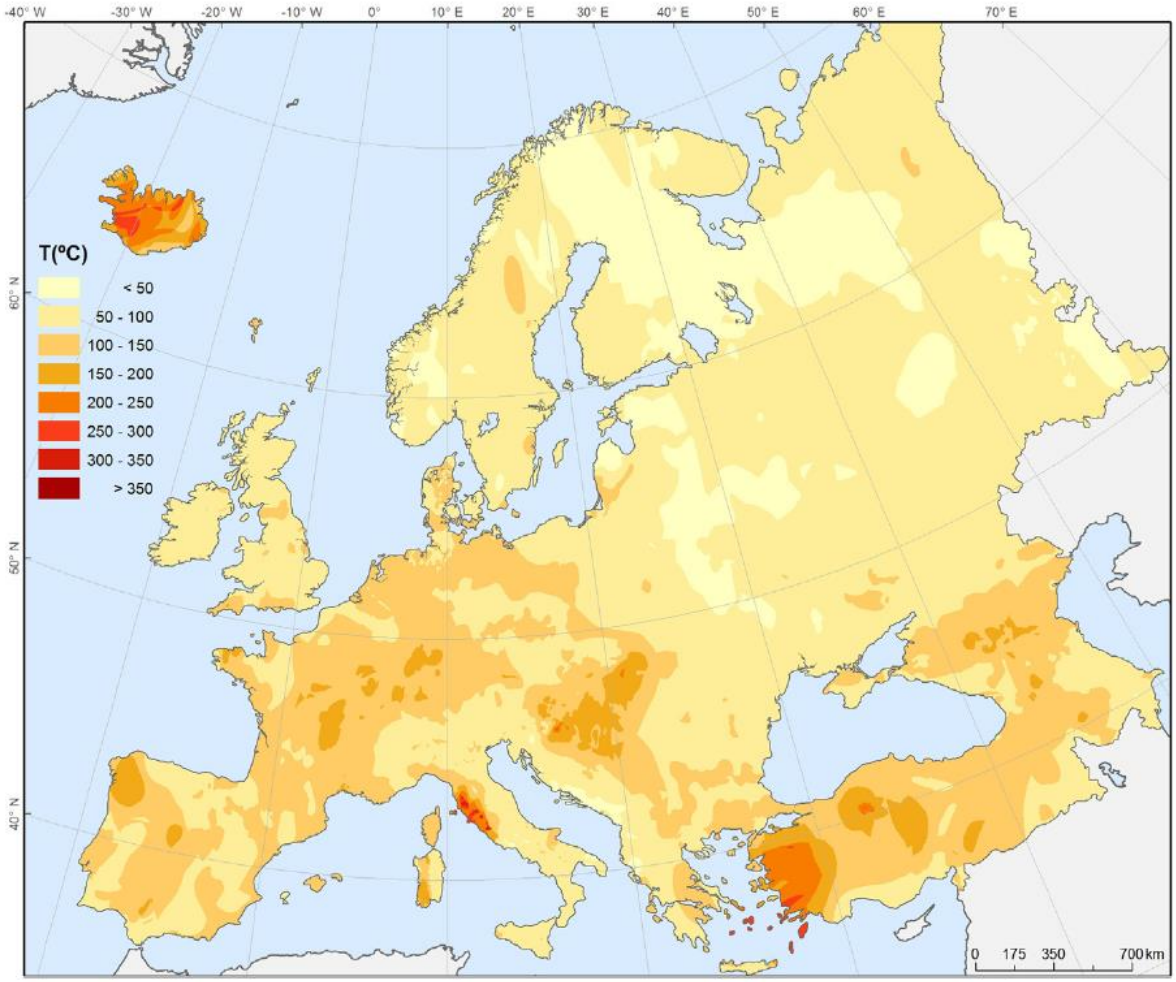
Heat-flow map of Europe



North and East Europe have lower mean values of the surface heat flow than South and West Europe

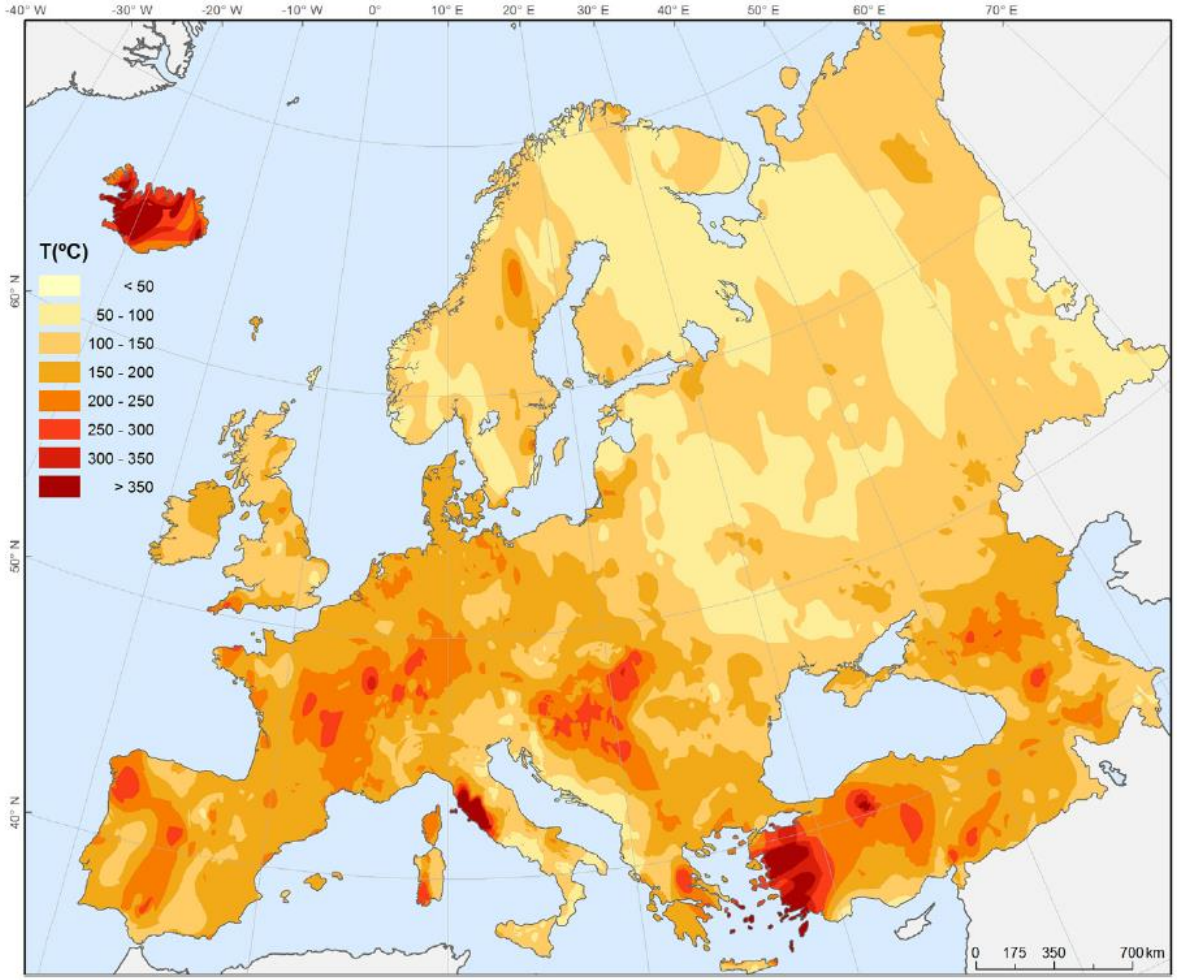
(Chamorro et al., Energy, 2014)

Map of calculated temperature at a depth of 3500 m in Europe



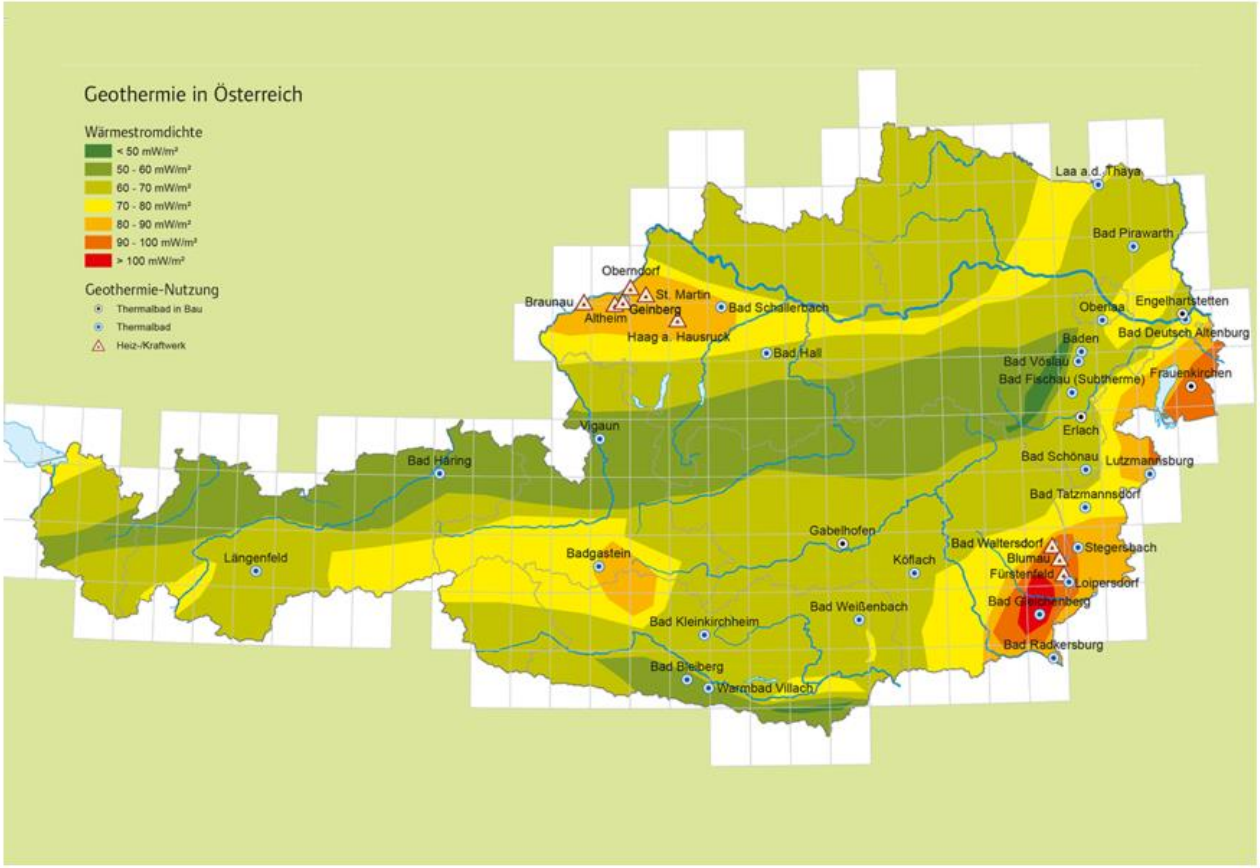
(Chamorro et al., Energy, 2014)

Map of calculated temperature at a depth of 6500 m in Europe



(Chamorro et al., Energy, 2014)

Heat-flow map of Austria

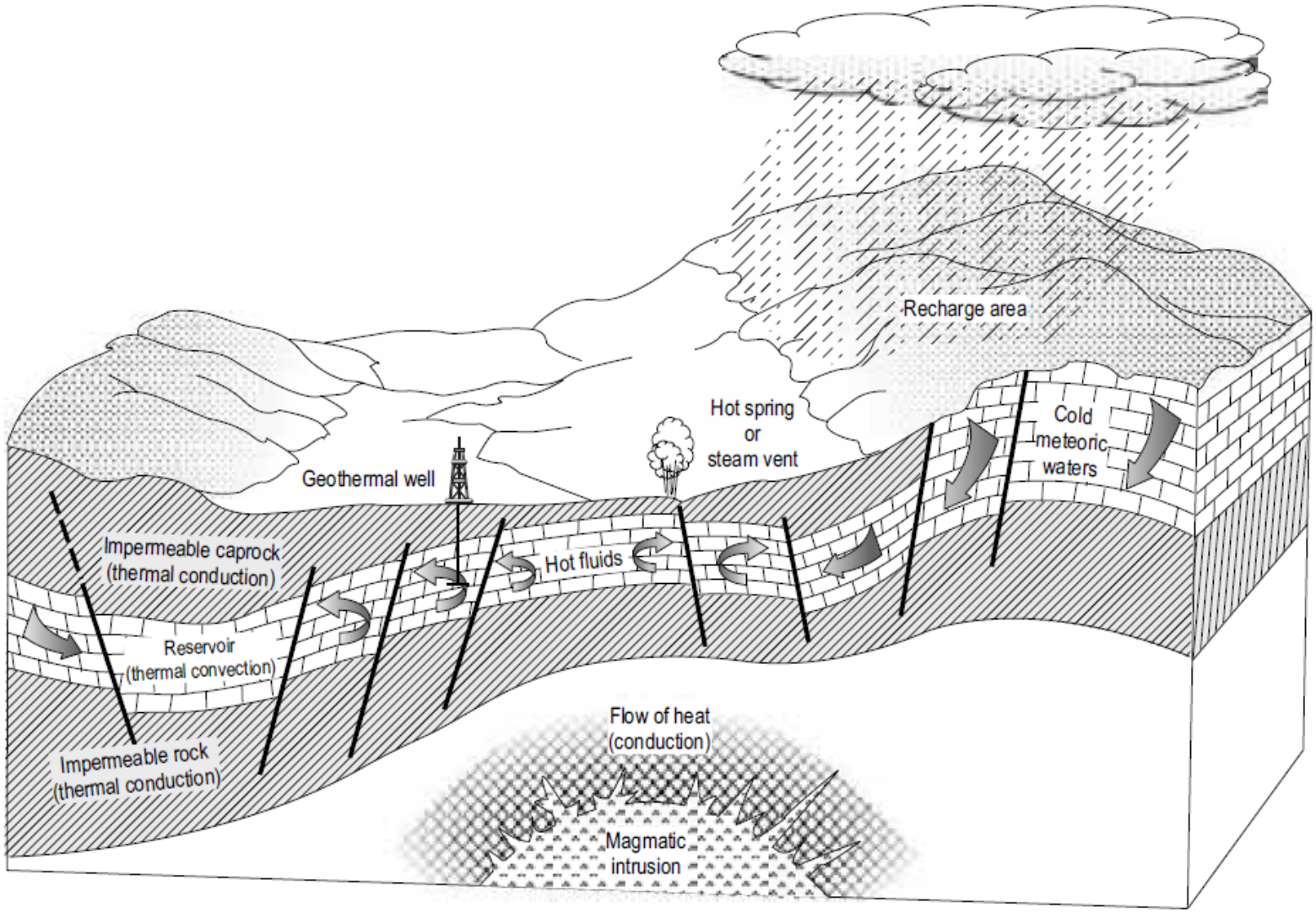


(Geologische Bundesanstalt, https://www.geologie.ac.at/en/)

The highest heat fluxes are found in the east and southeast of Austria (Burgenland and southeastern Styria)

Higher than average geothermal conditions are also found in parts of Upper Austria (Innviertel, Hausruckviertel)

Schematic representation of a geothermal system



Geothermal system

- A geothermal system is made up of three main elements:
  1) Heat source
  2) Reservoir
  3) Fluid
- The heat source can be either a high temperature magmatic intrusion that has reached relatively shallow depths (5÷10 km) or the Earth's normal temperature which increases with depth
- The reservoir is a volume of hot permeable rocks from which the circulating fluids extract heat. The reservoir is generally overlaid with a cover of impermeable rocks and connected to a surficial recharge area through which the meteoric water can replace the fluids that escape from the reservoir (springs or boreholes)
- The geothermal fluid is water in the liquid or vapor phase depending on its *T* and *p*

Vapor dominated and liquid dominated geothermal systems

- If the pressure on the fluid in the reservoir is insufficient to prevent boiling, a vapor phase forms in the upper portion of the reservoir
- This vapor phase consists of steam (often superheated or dry) and noncondensable gases
- Hydrothermal systems that produce superheated steam are called vapor-dominated
- Systems that are pressurized above the vapor pressure do not form a vapor cap, and production from these types of fields consists of hot water or a mixture of hot water and steam
- Such liquid-dominated resources are common and widely distributed

Classification of geothermal resources

- The most common criterion for classifying geothermal resources is based on the enthalpy of the geothermal fluids
- The resources are divided into low, medium and high enthalpy (or temperature) resources according to criteria based on the energy content of the fluids and their potential forms of utilization

	Muffler and Cataldi (1978)	Hochstein (1990)	Benderitter and Cormy (1990)	Nicholson (1993)	Axelsson and Gunnlaugsson (2000)
Low enthalpy resources	<90	<125	<100	≤150	≤190
Intermediate enthalpy resources	90–150	125–225	100–200	—	—
High enthalpy resources	>150	>225	>200	>150	>190

Renewability of geothermal energy

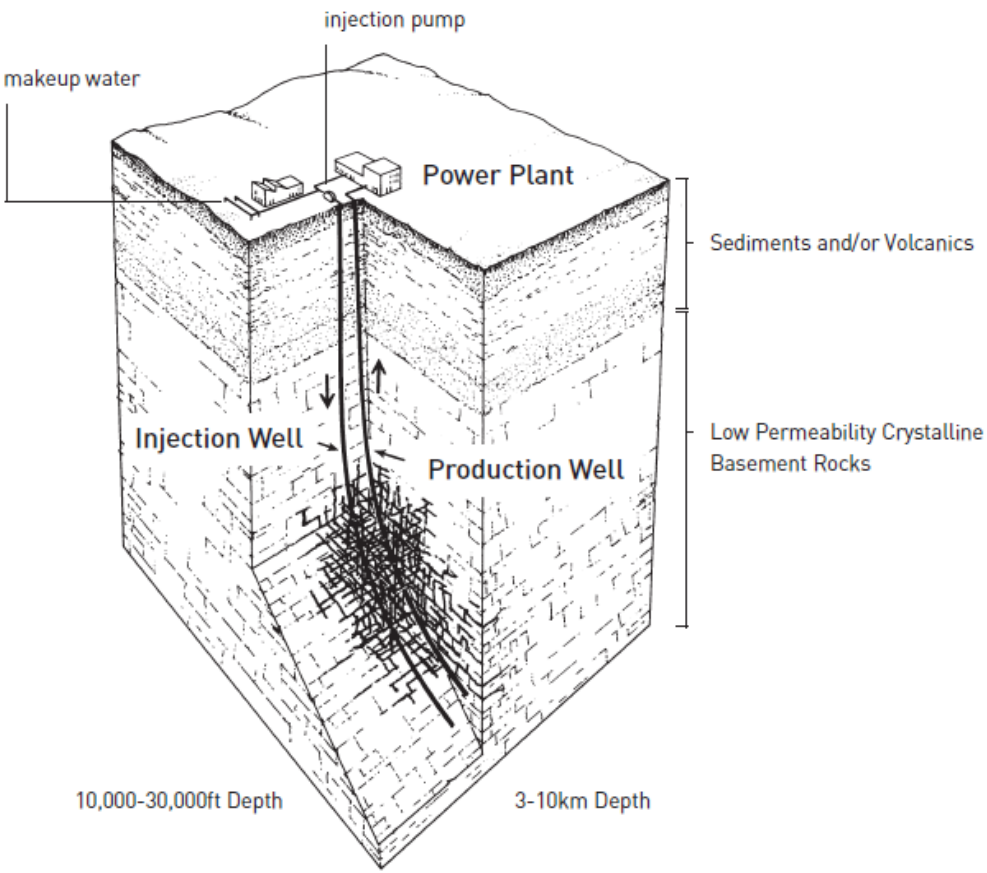
- Geothermal energy has been regarded as a renewable resource, yet it is clearly different from solar, wind and biomass
- Stored thermal energy is extracted from the reservoir at rates that are significantly higher than the natural heat flow, creating locally cooler regions → heat has been "mined" from these zones
- But, in contrast to fossil mineral resources which are finite and spatially restricted, stored thermal energy in the earth is ubiquitous, and as a result the depleted zones immediately begin to recover
- These cooler and lower-pressure depleted zones lead to gradients that result in continuous recharge by conduction from hotter rock and by convection and advection of fluid from surrounding hotter regions

Enhanced geothermal systems (1)

- Throughout most of the world, one or more of the necessary components of a hydrothermal reservoir is missing
- The reservoir rock is often hot enough (≥200°C) but produces insufficient fluid for commercial heat extraction because of either low formation permeability or the absence of naturally contained fluids
- Such formations constitute a part of the geothermal resource referred to as hot dry rock (HDR) or enhanced geothermal systems (EGS)
- In principle, EGS systems are available everywhere just by drilling to depths sufficiently deep to produce rock temperature useful for heat extraction (>150°C for producing electricity)

Enhanced geothermal systems (2)

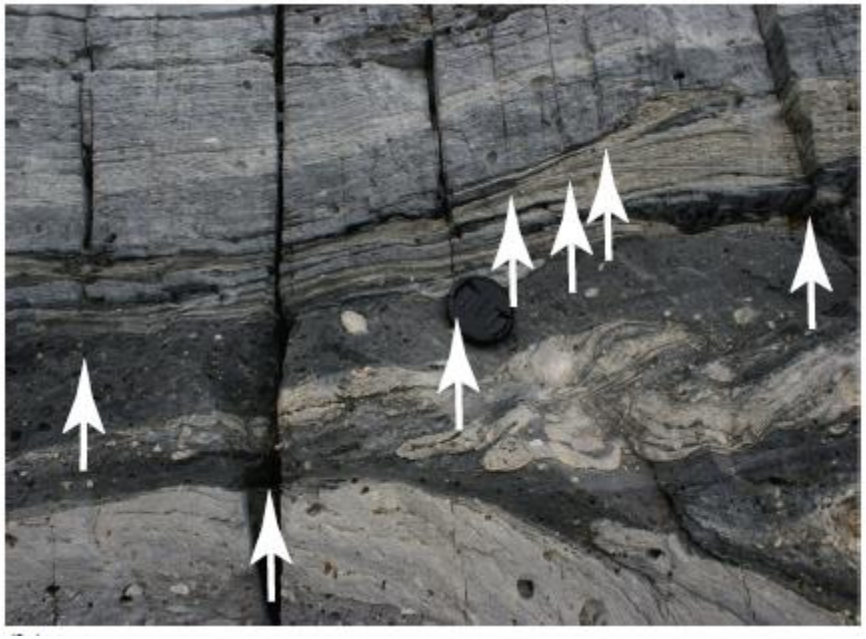
- For low-permeability formations the basic concept is drill a well to sufficient depth to reach a useful temperature, create large heat-transfer surface areas by hydraulically fracturing the rock, and intercept the fractures with a second well
- By circulating water from one well to the other through the fractured region, heat can be extracted from the rock



Fractures

Examples of the diversity of fracture forms in various rock types

Two parallel planar fractures cutting granite



Planar, parallel fractures in marble

(Glassley, CRC, 2015)

Magnitude of the heat content of the rock

- Imagine a 14 km long × 14 km wide × 1 km thick slice of rock below the ground surface which is at an initial temperature of 250°C and is cooled to a final temperature of 50°C
- The heat removed is: $Q = \rho_{rock} \cdot C_{p,rock} \cdot V \cdot \Delta T$

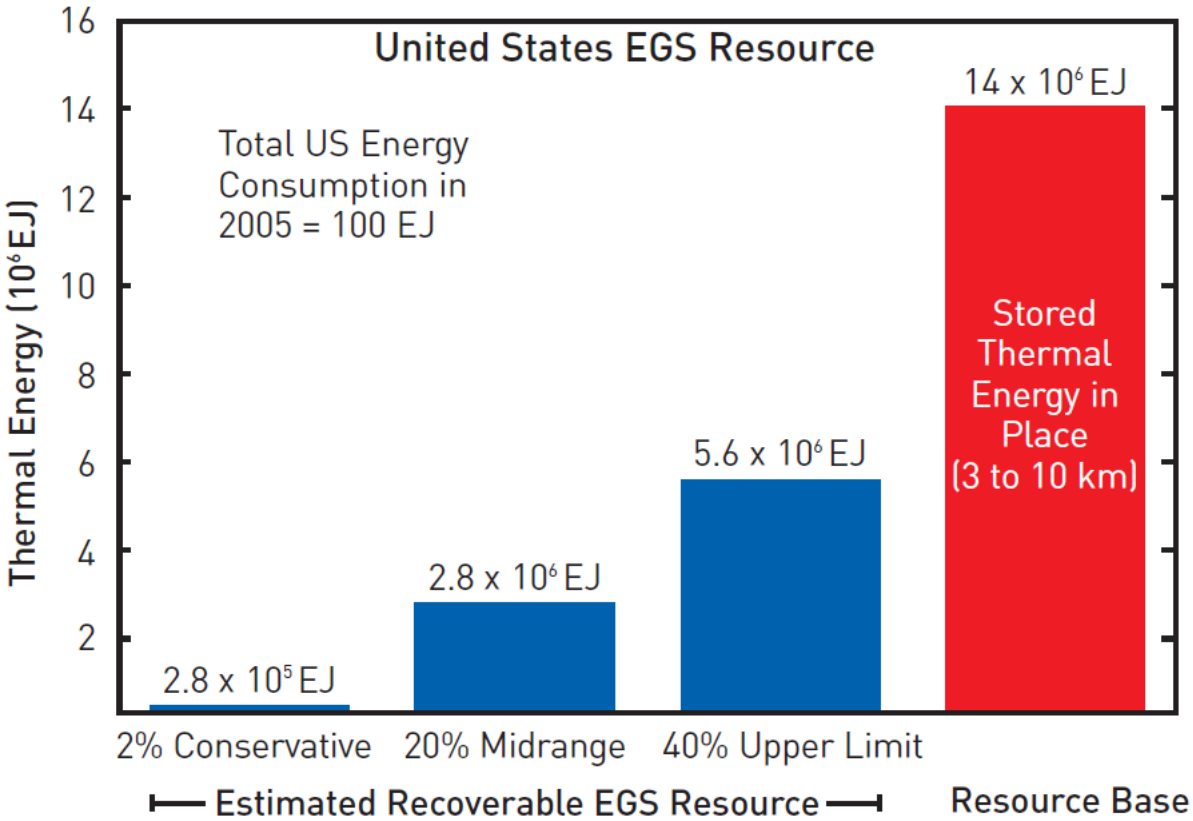
$$Q = \left(2550\, kg / m^3\right) \cdot \left(1000\, J / kg°C\right) \cdot \left(14\, km \cdot 14\, km \cdot 1\, km\right) \cdot \left(250\, °C - 50\, °C\right)$$

$$Q = 100 \times 10^{18}\, J$$

- This quantity of thermal energy is equivalent to the total amount of energy consumed annually in the United States
- Even if only 2% of the resource were to be developed, the thermal energy recovered would be 2×10^{18} J

Recoverable resource from EGS in the USA

Three percentages of recoverable thermal energy: 40% (optimistic) or 20% or 2% (conservative)



- The amount of thermal energy in the crust of the U.S. is 14 million EJ
- Even if only 2% of the resource were to be developed the thermal energy recovered would be 280,000 EJ

Recoverable heat from EGS in the USA for electricity production

- The recoverable thermal energy content of the reservoir takes into account the factor F_r (40% or 20% or 2%) and the mean rock temperature at which reservoir is abandoned ($T_{r,a}$)

$$Q_{rec} = F_r \cdot \rho_{rock} \cdot V_{reservoir} \cdot C_{rock} \cdot \left(T_{r,i} - T_{r,a}\right)$$

- The power output is (assuming a 30-year project life)

$$P_e = \eta_{th} \cdot \frac{Q_{rec}}{30\ years}$$

Where η_{th} varies between 11 and 22% depending on temperature

Recoverable electric power from EGS in the USA

- Recoverable heat as electric power for the U.S. for each depth and average temperature and F_r= 2%

Depth of Slice, km	Power available for slice, MW_e	Amount at 150°C, MW_e	Amount at 200°C, MW_e	Amount at 250°C, MW_e	Amount at 300°C, MW_e	Amount at 350°C, MW_e
3 to 4	12,000	12,000	80	70	40	
4 to 5	72,000	68,000	4,000	90	120	
5 to 6	154,000	124,000	28,000	1,100	60	
6 to 7	234,000	139,000	83,000	11,000	300	
7 to 8	324,000	154,000	124,000	41,000	5,000	120
8 to 10	452,000	187,000	119,000	110,000	30,000	5,000
TOTAL	1,249,000					

- The 4÷5 km deep section of the EGS resource on its own (72 GW_e) represents an increase of about a factor of 25 over today's U.S. electricity production from geothermal energy

Recoverable electric power from EGS in Europe

- Recoverable thermal energy content of the reservoir

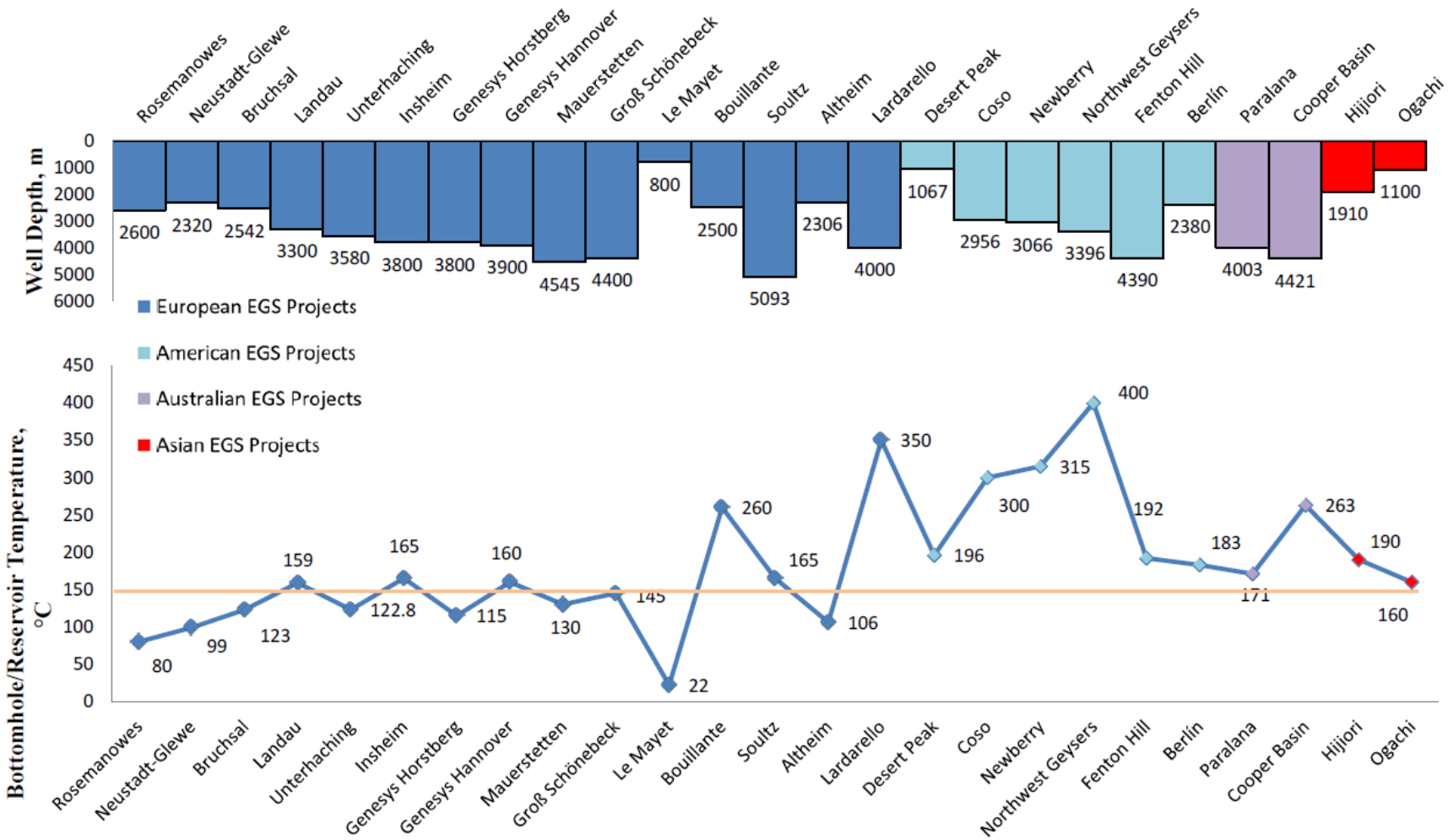
$$Q_{rec} = F_r \cdot \rho_{rock} \cdot V_{reservoir} \cdot C_{rock} \cdot \left(T_{r,i} - T_{r,a}\right)$$

Assuming F_r = 14% and ΔT=10°C

- The EGS technical potential in Europe up to a 5 km depth (3 km ÷ 5 km) and for temperatures above 150°C, expressed as installed technical power is 298 GW_e
- The EGS technical potential in Sweden up to a 5 km depth is 2.1 GW_e and up to 7 km depth is 25 GW_e

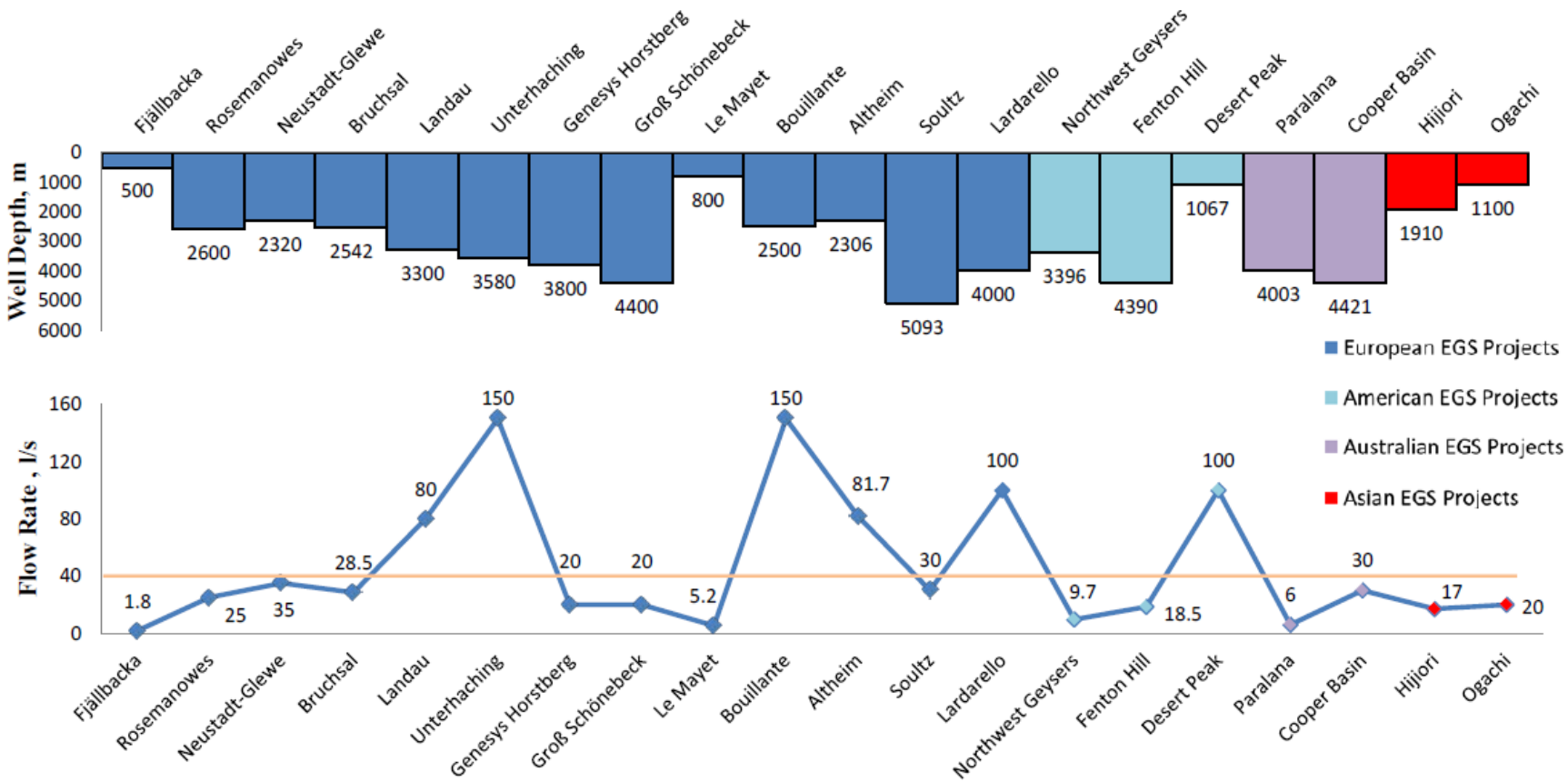
(Chamorro et al., Energy, 2014)

EGS projects: well depths and temperatures



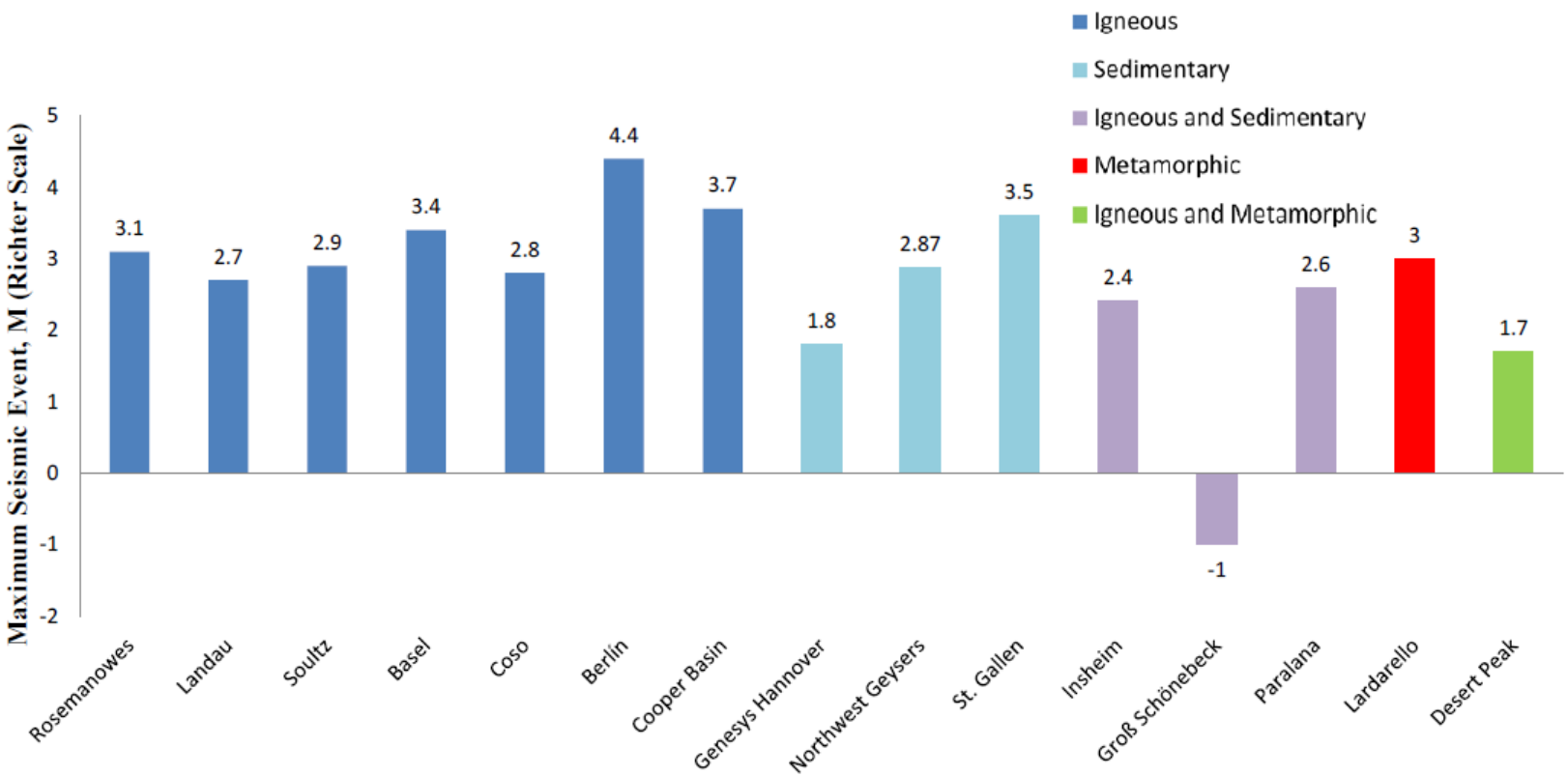
(Falcone G., Geotherm congress, Offenburg, February 2014)

EGS projects: geofluid mass flow rates



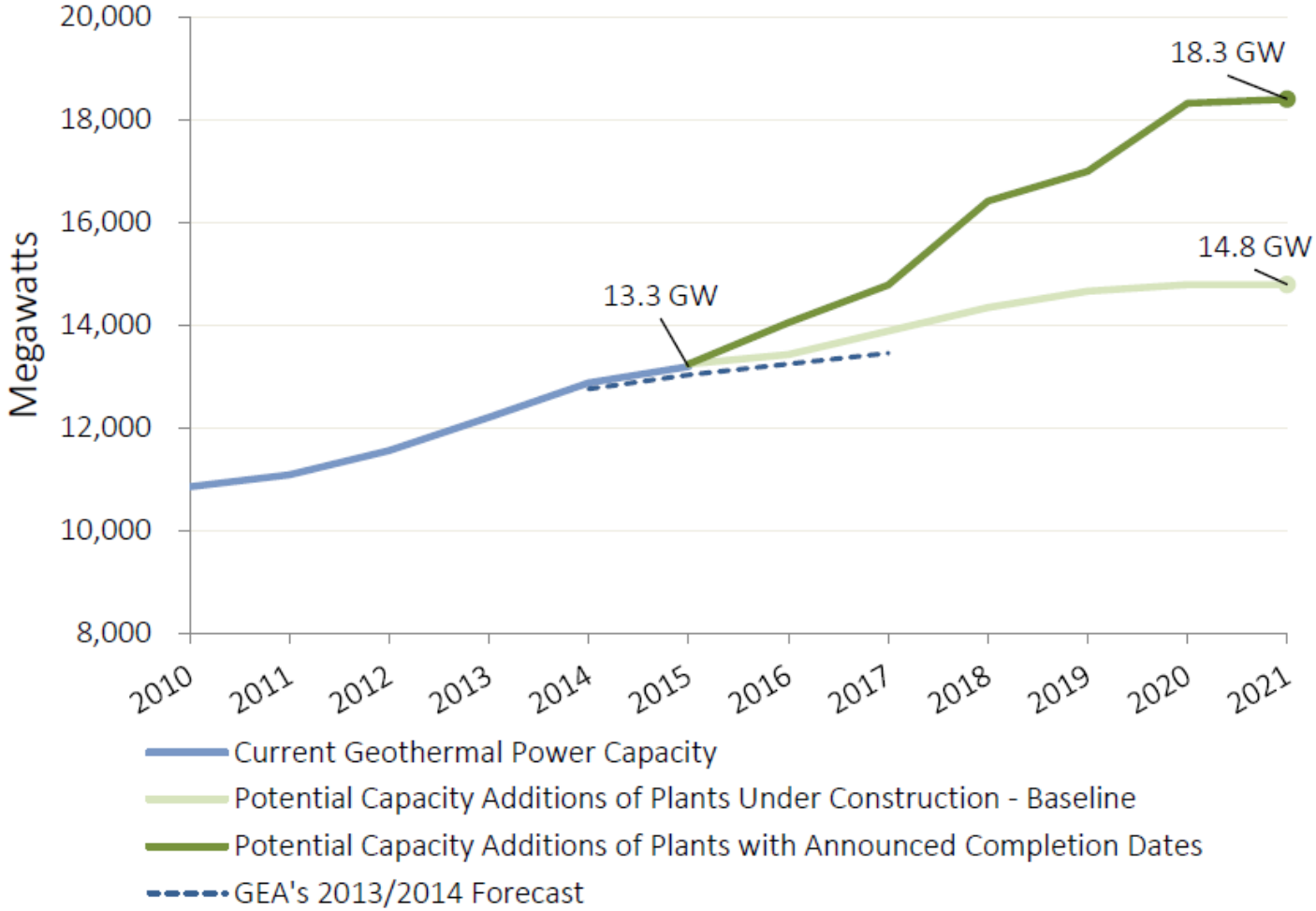
(Falcone G., Geotherm congress, Offenburg, February 2014)

EGS projects: induced seismicity



Induced seismicity is a phenomenon in which a change in fluid pressure within a stressed rock formation leads to movement of the fractured rocks. The energy released is transmitted through the rock and may reach the surface with enough intensity to be heard or felt by persons in the area

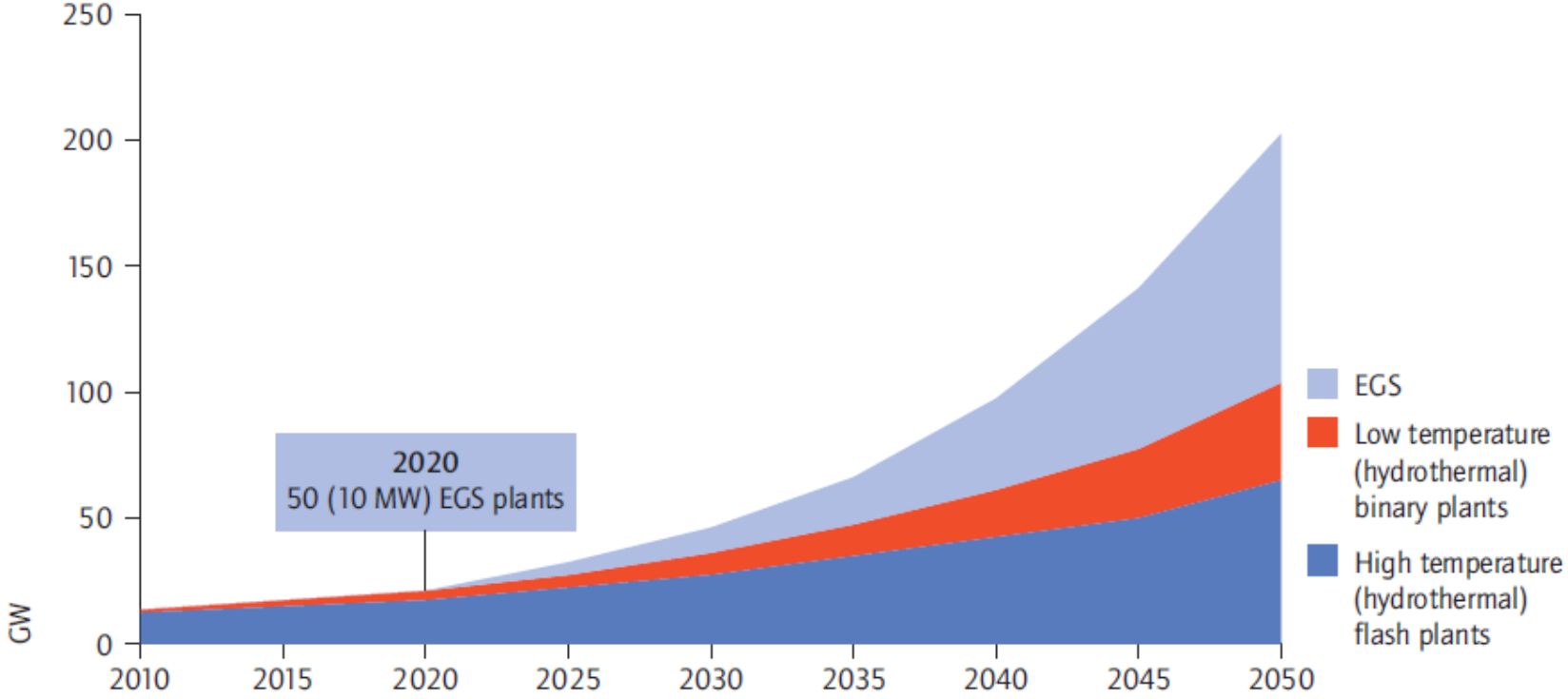
Growth of geothermal global power capacity in the medium term



(2016 Annual U.S. & Global Geothermal Power Production Report)

Growth of geothermal global power capacity by technology in the long term

This roadmap's vision for geothermal electricity foresees 200 GW_e of installed capacity by 2050, including 100 GW_e hydrothermal electricity capacity and 100 GW_e from EGS. EGS is expected to mostly use binary power generation technology



(International Energy Agency, Technology Roadmap, Geothermal Heat and Power, 2011)

Growth of geothermal EU power capacity driven by the development of EGS

- Geothermal energy is a reliable, flexible and indigenous energy source with a low levelised cost and high capacity factor. This makes it an attractive option for the EU's energy mix in terms of energy security and better grid management.
- In 2015, geothermal energy represented 3.1 % of the EU's total primary renewable energy production. The installed capacity in the EU is divided into: 16 GW in ground source heat pumps; around 3.8 GW in direct use; and **1 GW** in geothermal power plants.
- Geothermal resources are currently being exploited to only a limited degree, especially considering the enormous technical potential
- As for power production, the future role of geothermal energy will depend on the roll-out of enhanced geothermal systems (EGS). If EGS are successfully developed and deployed, as advocated by the SET Plan targets, the EU could reach a total installed capacity of **80 GW** by 2050.

(European Commission, The Strategic Energy Technology (SET) Plan, December 2017)

Geothermal power plants

Design, performance, environmental impact and economics

Darajat geothermal power plant, Indonesia

Giovanni Manente

University of Padova

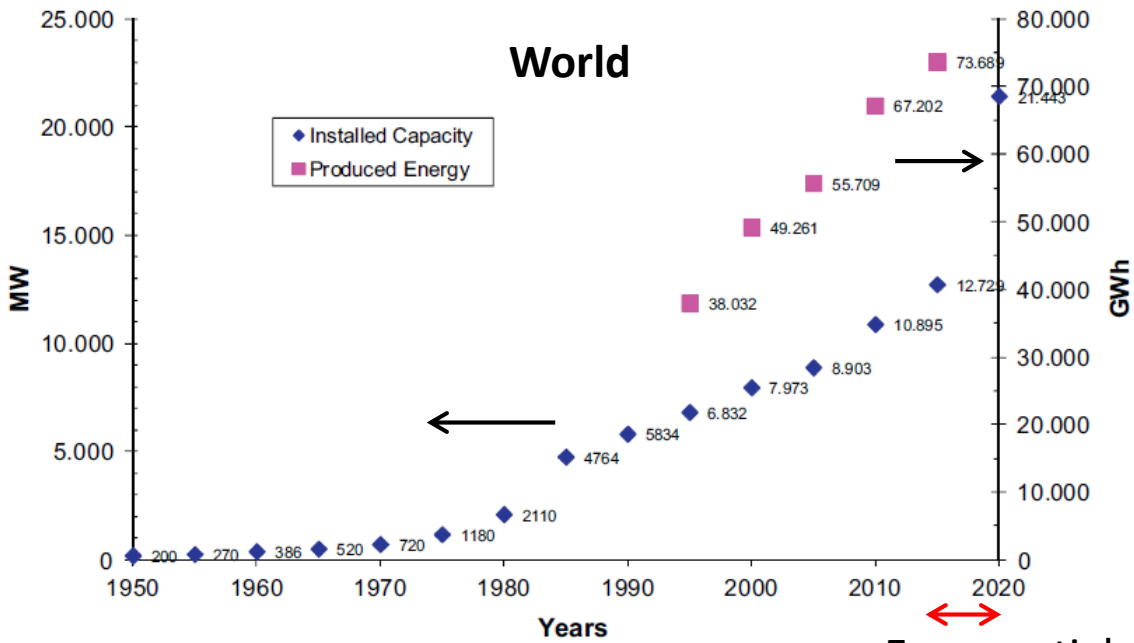
Graz University of Technology, April 2017

Outline of the presentation

- Geothermal power generation in the world 3
- Thermodynamics and technical features of the main geothermal power plant options: 9
  - Single-Flash Steam Power Plants 9
  - Double-Flash Steam Power Plants 17
  - Dry-Steam Power Plants 22
  - Binary Cycle Power Plants 25
- Performance of geothermal power plants 32
- Environmental impact of geothermal plants 38
- Economics of geothermal power plants 50

Total installed capacity (MW) and electricity (GWh) from worldwide geothermal power plants

Continent	Installed in 1995 (MW)	Energy in 1995 (GWh)	Installed in 2000 (MW)	Energy in 2000 (GWh)	Installed in 2005 (MW)	Energy in 2005 (GWh)	Installed in 2010 (MW)	Energy in 2010 (GWh)	Installed in 2015 (MW)	Energy in 2015 (GWh)	Forecasting for 2020 (MW)
Europe	722	3.881	1.019	5.864	1.124	7.209	1.642	11.327	2.143	14.941	3.385
Africa	45	366	52	397	136	1.088	209	1.440	643	2.878	1.601
America	3.800	21.303	3.390	23.342	3.911	25.717	4.565	26.803	5.130	26.353	8.305
Asia	1.980	10.129	3.075	17.390	3.290	18.903	3.661	23.127	3.757	22.084	6.712
Oceania	286	2.353	437	2.269	441	2.792	818	4.506	1.056	7.433	1.440
Total	6.832	38.032	7.973	49.261	8.903	55.709	10.895	67.202	12.729	73.689	21.443



Exponential growth

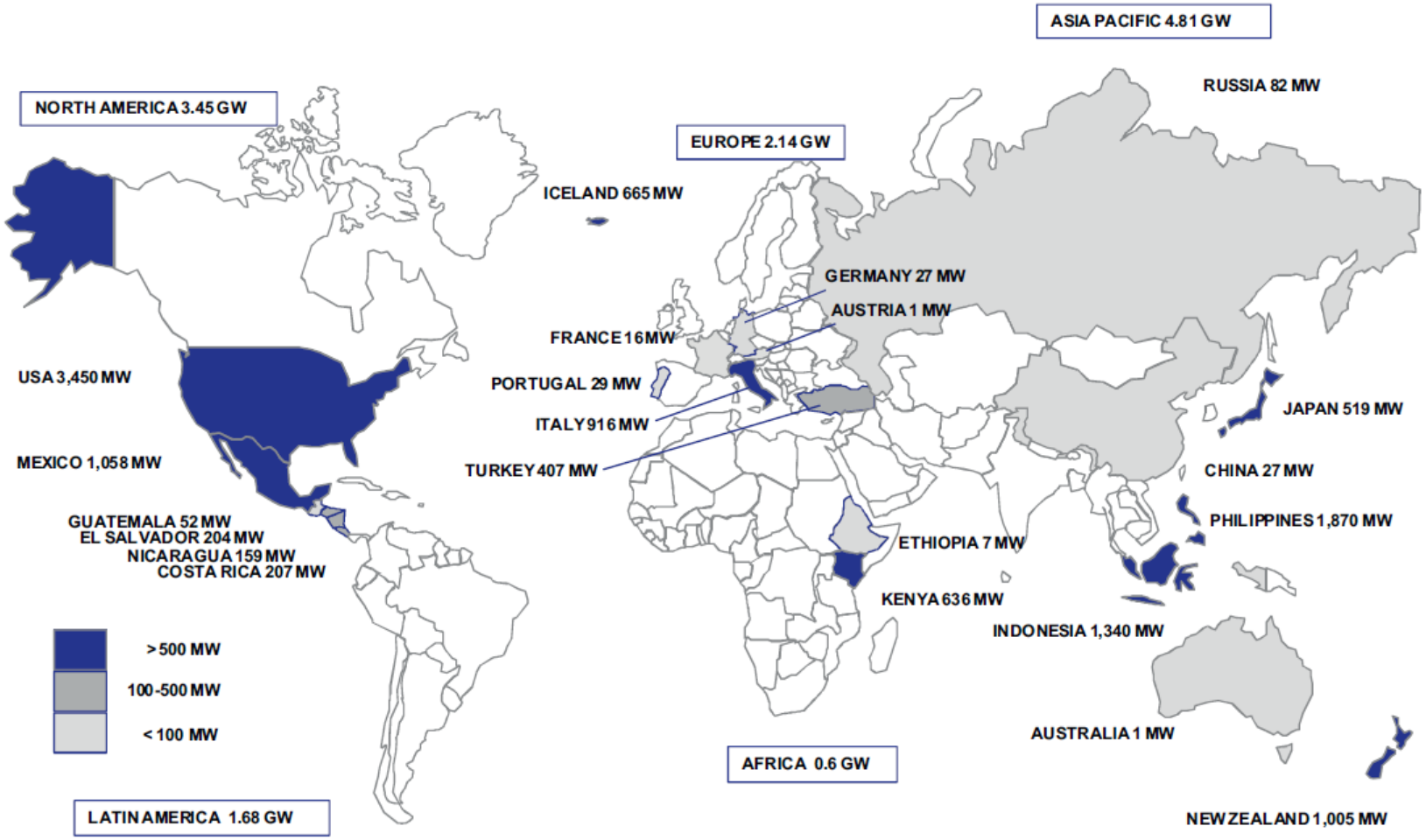
(Bertani, Geothermics, 2016)

2015 Europe
Installed capacity ≈ 2.1 GW
Produced electricity ≈ 15 TWh

2015 World
Installed capacity ≈ **12.7 GW**
Produced electricity ≈ 74 TWh

2020 forecasting based on an accurate accounting of all the existing projects at an executive stage

World map of the year 2015 installed capacity



(Bertani, Geothermics, 2016)

Geothermal power generation in Europe

Countries currently generating geothermal electricity in Europe

Country	Installed capacity in 2015 (MWe)	Geothermal electricity (GWh/y)	Forecast for 2020 (MWe)
Austria	**1.2**	**2.2**	6
France	16	115	40
Germany	27	35	60
Iceland	665	5245	1300
Italy	916	5660	1000
Portugal	29	196	60
Romania	0.1	0.4	5
Russia	82	440	190
Turkey	407	3247	600
Europe Total	2143	14941	3261 (+124)=3385

(Bertani, Geothermics, 2016)

Countries in Europe with some probability for geothermal development for year 2020

Country	Installed capacity in 2015 (MWe)	Forecast for 2020 (MWe)
Czech Republic	/	5
Greece	/	40
Hungary	/	5
Latvia	/	5
Netherland	/	5
Poland	/	1
Slovakia	/	5
Spain	/	40
Switzerland	/	3
UK	/	15
Total	/	124

(Bertani, Geothermics, 2016)

Top five countries for…

…installed capacity and produced energy in 2015

Country	2010 MWe	2010 GWh	2015 MWe	2015 GWh
USA	3,098	16,603	3,450	16,600
Philippines	1,904	10,311	1,870	9,646
Indonesia	1,197	9,600	1,340	9,600
Mexico	958	7,047	1,058	6,071
New Zealand	762	4,055	1,005	7,000

…absolute increase in MWe since 2010

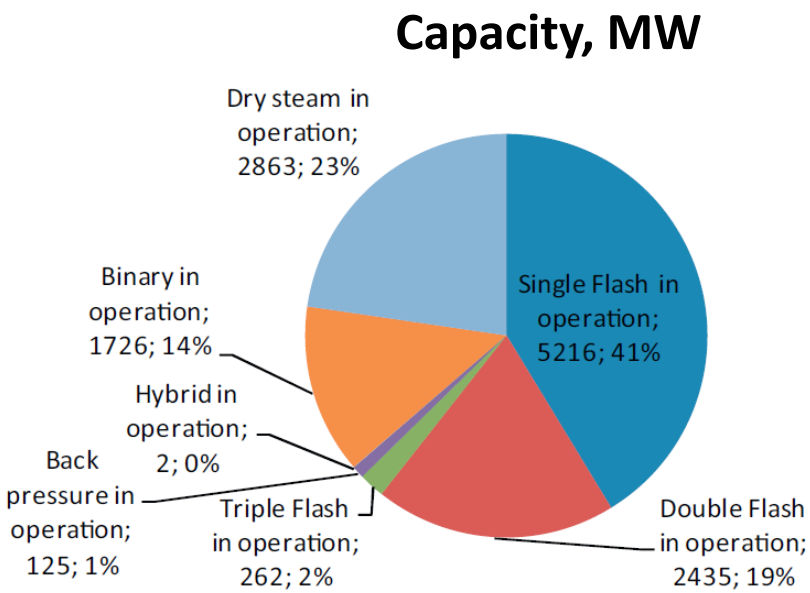
Country	MWe	GWh	%MWe	%GWh
Kenya	434	1.438	215%	101%
USA	352		11%	
Turkey	316	2.757	347%	563%
New Zealand	243	2.945	32%	73%
Indonesia	143		12%	

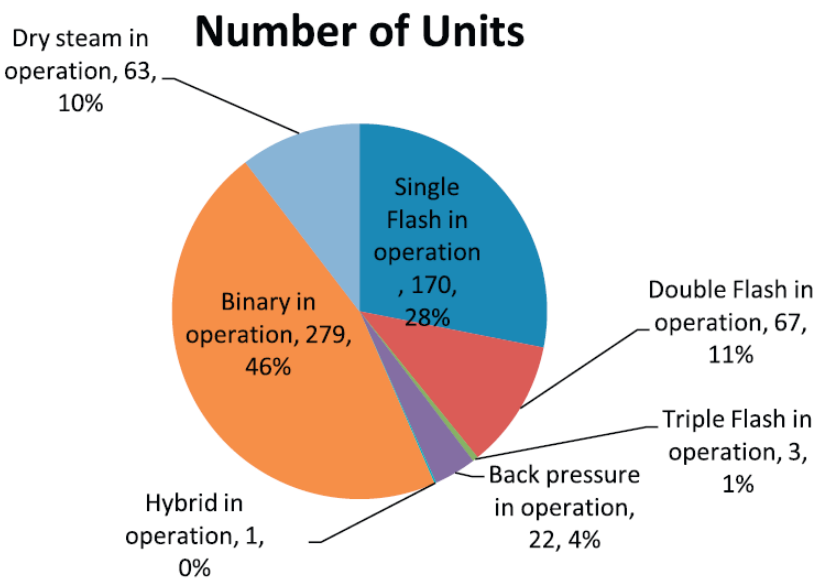
…percentage increase in MWe since 2010

Country	MWe	GWh	%MWe	%GWh
Turkey	316	2.757	347%	563%
Germany	20		280%	
Kenya	434	1.438	215%	101%
Nicaragua	72	182	82%	59%
New Zealand	243	2.945	32%	73%

Geothermal power plants classification

World

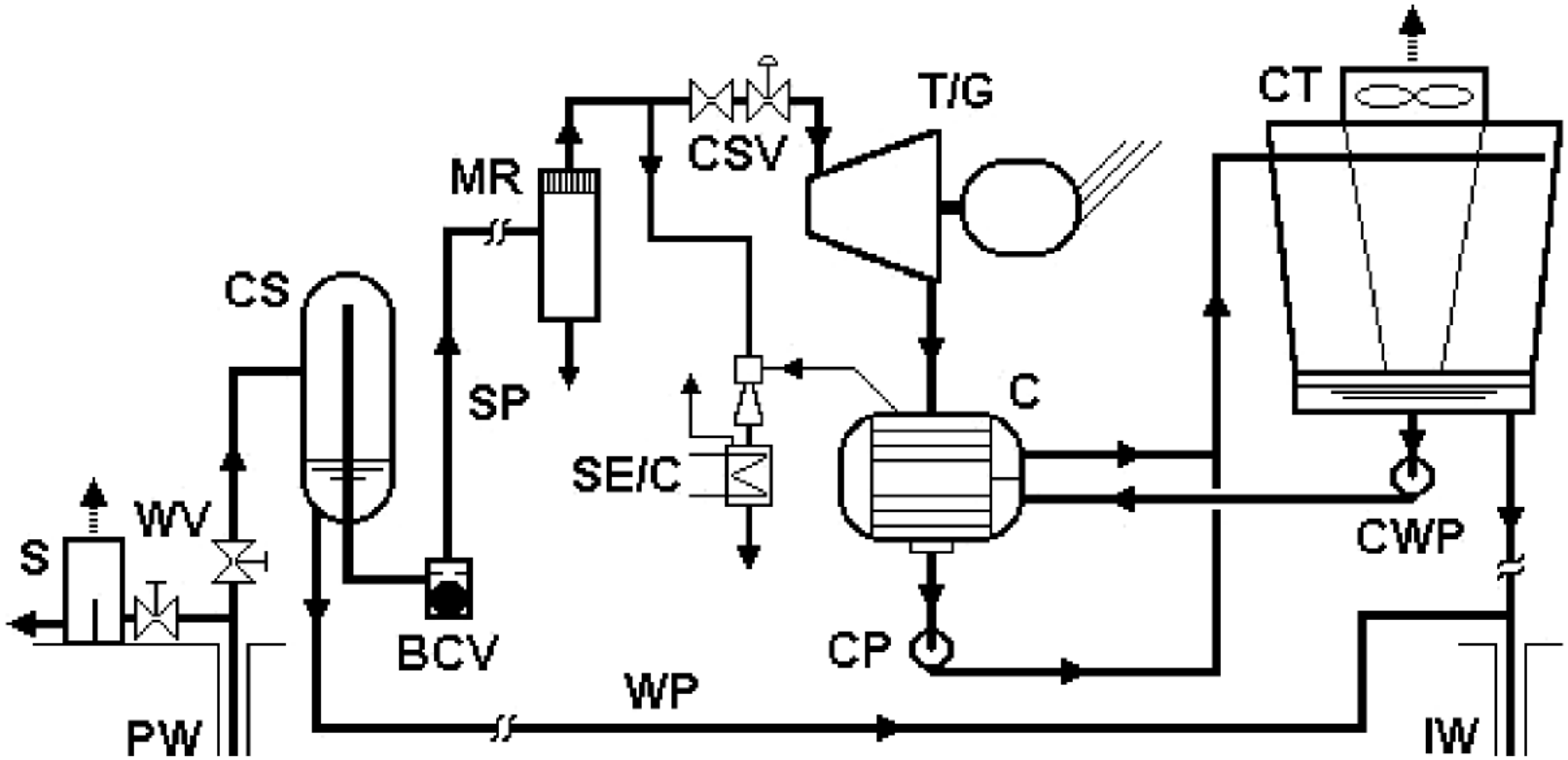




Europe

Plant category	Binary	Dry steam	Single flash	Double flash	Triple flash	Total
Installed capacity (MWe)	268	795	796	273	/	2133

Single-flash power plant schematic



(DiPippo, Geothermal power plants, 2008)

Single-flash steam power plants

- The geofluid experiences a single “flashing process”: process from a pressurized liquid to a mixture of liquid and vapor, as a result of lowering the geofluid pressure below the saturation pressure corresponding to the fluid temperature
- The two phases are separated and the steam is used to drive a turbine

The flash process may occur:

1) In the reservoir as the fluid flows through the permeable formation
2) In the production well anywhere from the entry point to the wellhead
3) In the inlet to the cyclone separator as a result of a throttling process induced by a control valve

Wellhead valve and cyclone separator

- At each production well (PW) there is an assemblage of equipment to control and monitor the flow of the geofluid from the well to the plant: wellhead valve (WV), silencer (S), piping and instrumentation
- Two-phase flow enters the cyclone separator (CS) tangentially
- Steam is collected from the center of the vessel by a standpipe, emerging from the bottom and flows to the powerhouse
- Prior to being admitted to the turbine the steam is sent to a moisture remover (MR) to avoid turbine erosion
- The separated liquid flows to injection wells (IW)

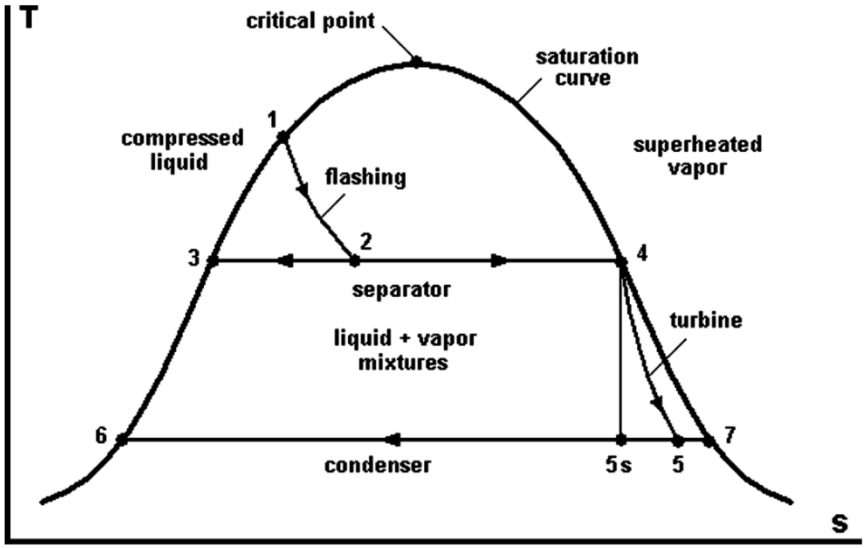
Corrosion and erosion in steam turbines

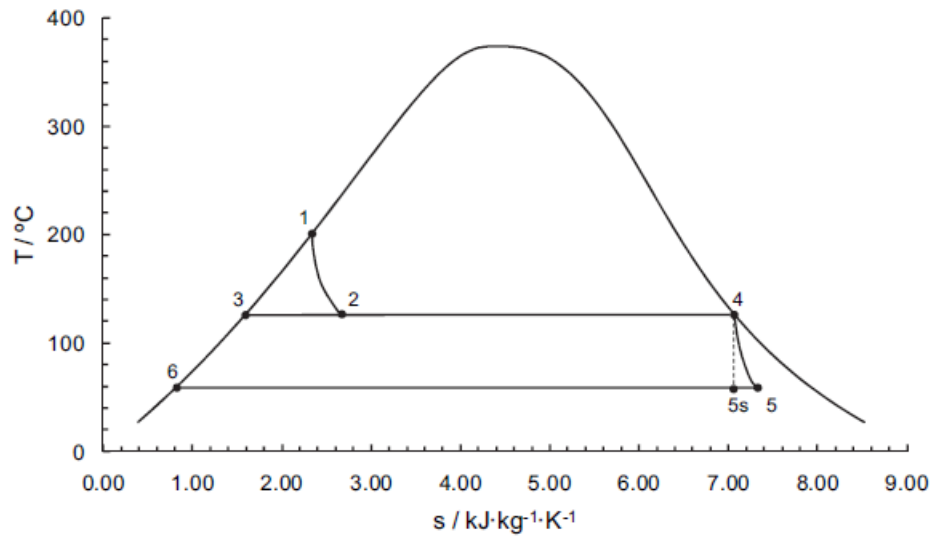
- The turbines must be made of corrosion-resistant materials (12% chromium steel) owing to the presence of gases (hydrogen sulfide) that can attack ordinary steel
- Turbines consist of 4÷5 stages of impulse-reaction blades
- The steam enters the turbine as a saturated vapor at a moderate to low pressure (5÷10 bar)
- As a result, significant amounts of moisture appear in the lowest pressure stages of geothermal turbines
- These relatively slow motion droplets strike the back of the leading edge of the blades causing erosion unless this area is reinforced → cobalt-rich alloy strips (Stellite) to protect them from damage

Condenser, ejectors and cooling tower

- The steam from the turbine is condensed by means of a surface-type condenser in which the geothermal steam passes through the shell side and cooling water through the tube side
- Gases such as carbon dioxide and hydrogen sulfide do not condense and increase the overall pressure in the condenser and lower the turbine power output
- Steam jet ejectors with aftercondensers (SE/C) and/or vacuum pumps are used to remove noncondensable gases
- The cooling water is obtained from a cooling tower that recirculates a portion of the condensed steam (after it has been cooled by a moving air stream) → these plants do not need a significant supply of cooling water

Temperature-entropy state diagram for single-flash plants





- Separator pressure is the critical parameter to maximize power output: the lower the pressure in the separator is, the larger the amount of vapor sent to the turbine, but the lower the specific work given by the turbine per unit of vapor mass
- It can be demonstrated that the optimum value of the separator temperature is:

$$T_{3,opt} = \frac{T_1 + T_6}{2}$$

(Chamorro et al., Energy, 2012)

Thermodynamics of the conversion process

- The flashing process is an isenthalpic process

$$h_1 = h_2$$

- Separation process: the quality of the mixture that forms after the flash (state 2) is

$$x_2 = \frac{h_2 - h_3}{h_4 - h_3}$$

$$\dot{m}_{steam} = x_2 \cdot \dot{m}_{total}$$

- Turbine power output

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{steam} \cdot \left(h_4 - h_5\right)$$

- Isentropic efficiency for a turbine operating with wet steam

$$\eta_{tw} = \eta_{td} \cdot \left(\frac{x_4 + x_5}{2}\right)$$

where the dry turbine efficiency is 85%

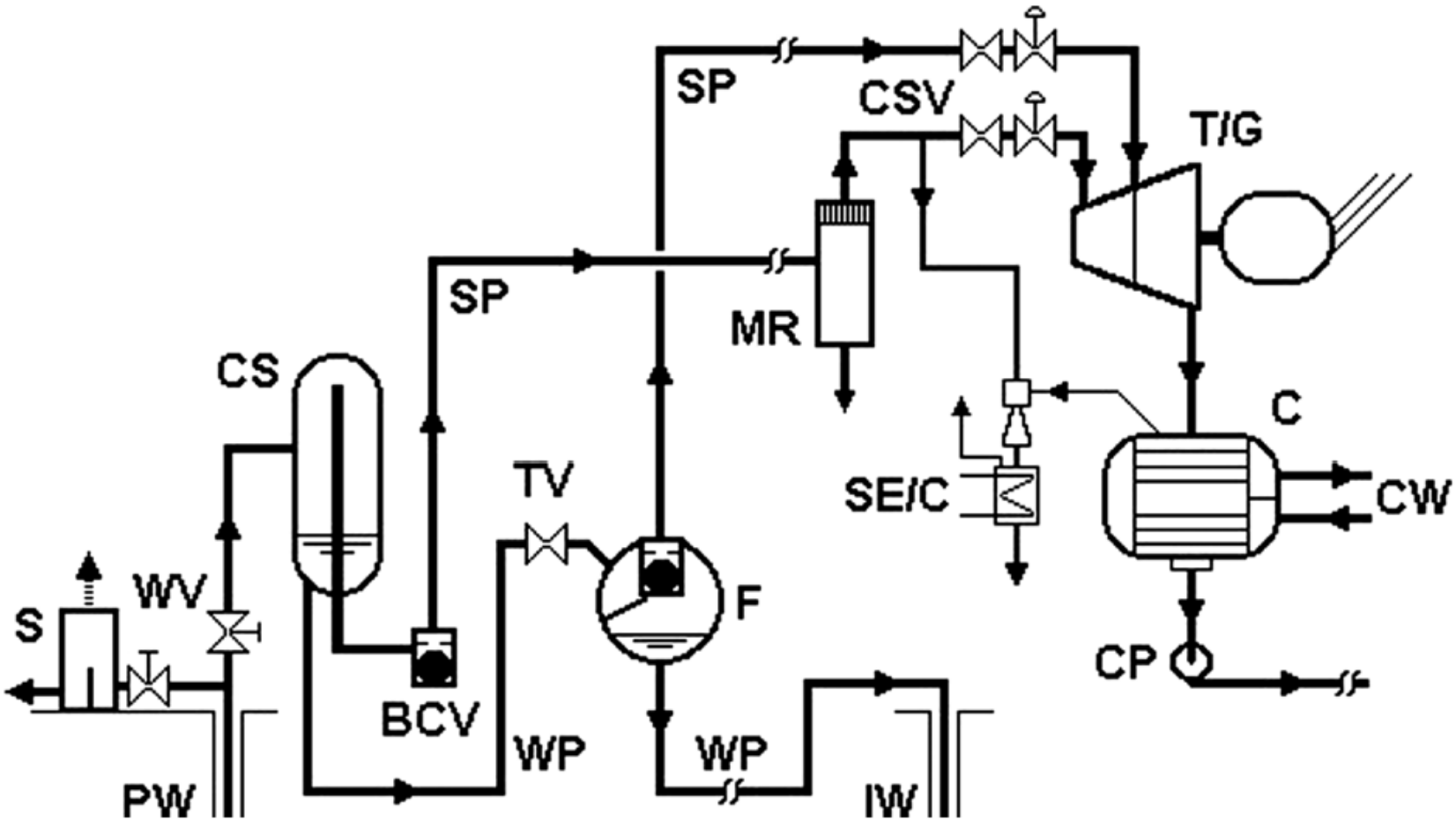
Separator and condenser pressures in single flash plants

Field (plant name)	PS 1 (bar abs.)	P_{out} (bar abs.)
Pauzhetka [30]	2.5	0.08
Kizildere [10]	4.8	0.098
Akita (Onuma) [17]	2.45	0.108
Iwate (Kakkonda) [17]	4.5	0.135
Verkhne-Mutnovsky [23]	8	0.12
Mutnovsky [23]	6.2	0.05
Onikobe [17]	4.41	0.107
Ahuahapan [30]	5.58	0.083
Miravalles (Unit 1) [23]	6	0.125
Miravalles (Unit 2) [23]	6	0.1
Miravalles (Unit 3) [23]	5.6	0.09
Miravalles (Well head) [23]	5.9	0.99
Otake [17]	2.5	0.11
Cerro Prieto (CP-1) [23]	6.2	0.119
Svartsengi (Unit 5) [40]	6.5	0.1
Nesjavellir (Unit 1 and 2) [15]	12	0.28
Cerro Prieto (CP-4, Unit 1–4) [23]	10.5	0.115
Tokyo (Hachijyojima) [14]	10.7	1.43
Wayang Windu [41]	10.2	0.12
Suginoi [13]	3.9	0.29
Fukushima (Yanaizu-Nishiyama) [42]	3.9	–
Los Humeros [43]	8	–

- The average separator pressure (PS 1) is 6.2 bar (abs.)
- The average condenser pressure (P_{out}) is 0.10 bar (abs.)

(Zarrouk et al., Geothermics, 2014)

Double-flash power plant schematic

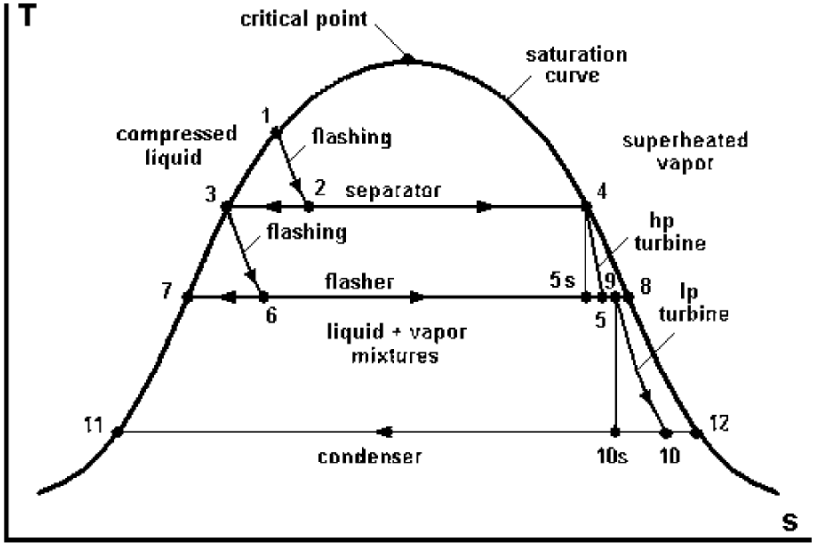


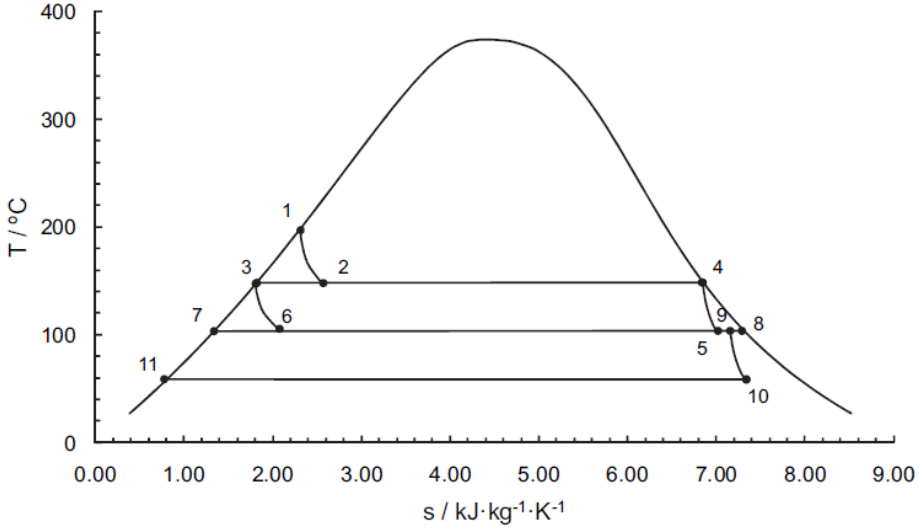
(DiPippo, Geothermal power plants, 2008)

Double-flash steam power plants

- The design differs from the single-flash plant in that a flasher (F) has been added and there is a low-pressure steam line from it to the turbine (in addition to the high pressure one from the separator)
- The double-flash steam plant produces about 15÷20% more power output compared to a single flash plant
- The turbine is a dual admission machine where the low pressure steam is admitted to the steam path at an appropriate stage
- Other designs are possible: two separate turbines could be used, one for the high pressure steam and one for the low pressure steam. In this case the turbines could exhaust to a common condenser or to two separate condensers operating at different levels of vacuum

Temperature-entropy state diagram for double-flash plants





- "Equal-temperature-split" rule to maximize power output: the temperature difference between the reservoir and the first flash (T_1-T_3) is equal to the temperature difference between the first flash and the second flash (T_3-T_7), and is also equal to the temperature difference between the second flash and the condenser (T_7-T_{11})

(Chamorro et al., Energy, 2012)

Thermodynamics of the conversion process

- Flash processes

$$h_1 = h_2$$

$$h_3 = h_6$$

- Separation processes

$$x_2 = \frac{h_2 - h_3}{h_4 - h_3}$$

$$x_6 = \frac{h_6 - h_7}{h_8 - h_7}$$

- High pressure mass flow rate

$$\dot{m}_{hps} = x_2 \cdot \dot{m}_{total} = \dot{m}_4 = \dot{m}_5$$

- Low pressure mass flow rate

$$\dot{m}_{lps} = (1 - x_2) \cdot x_6 \cdot \dot{m}_{total} = \dot{m}_8$$

- Enthalpy of the mixed steam (state 9) ready to enter the low-pressure turbine stages

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_8 h_8 = \left(\dot{m}_5 + \dot{m}_8\right) h_9$$

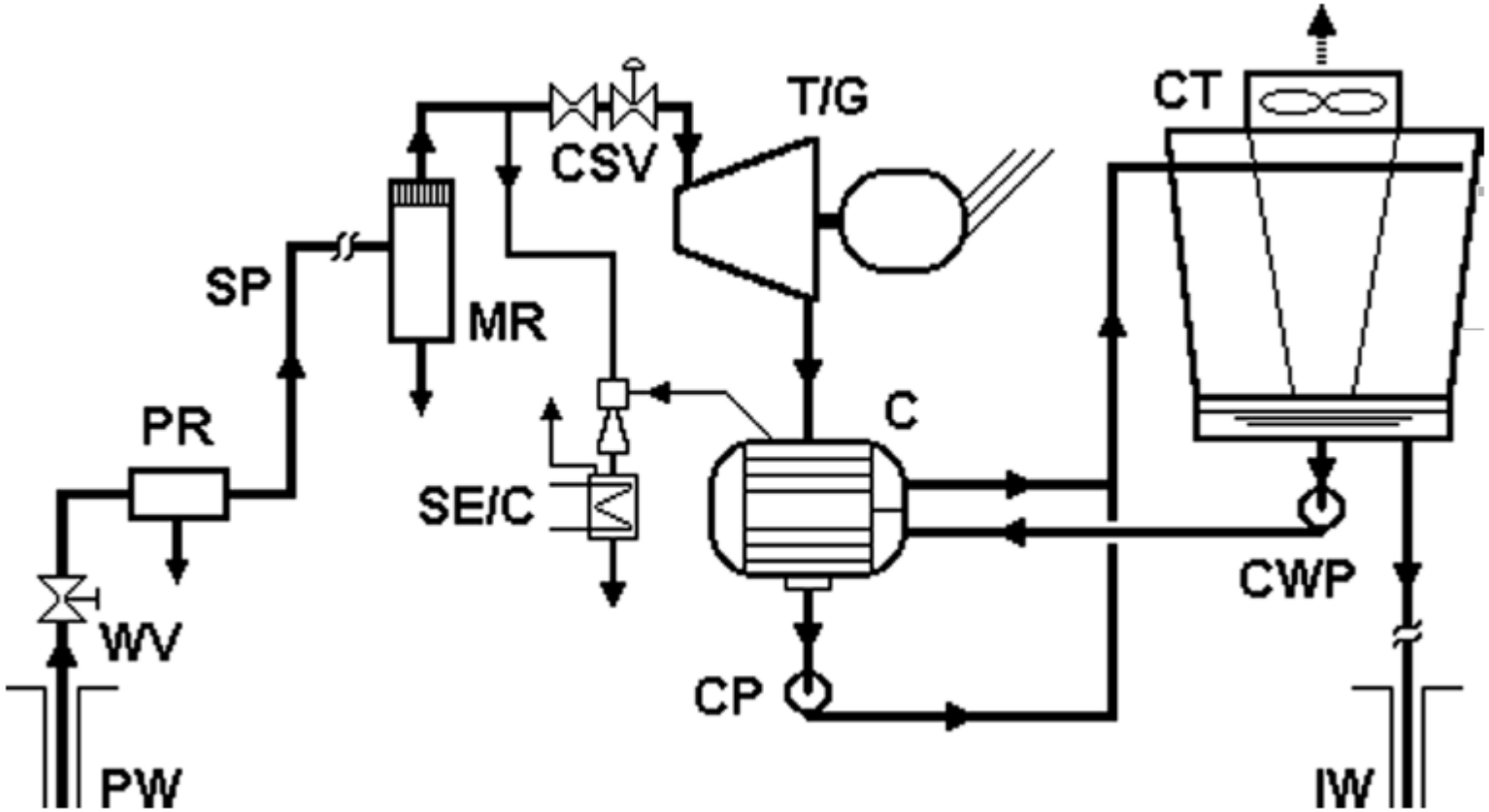
Separators and condenser pressures in double flash plants

Field (Plant name)	PS 1 (bar abs.)	PS2 (bar abs.)	P_{out} (bar abs.)
Nevada (Brady Hot Springs) [44]	4.5	2.3	–
Nevada (Beowawe) [45]	4.21	0.93	0.044
Cerro Prieto (CP-1, Unit 5)[23]	4.15	2.05	0.111
Bouillante 1 [46]	6	1.4	0.096
Cerro prieto (CP-2, CP-3) [23]	10.75	3.16	0.114
Mori [47]	7.8	2.7	–
Kyushu [48]	6.3	1.4	–
Hachobaru 2 [48]	6.8	1.3	–
Banahaw 1,2,3,4 [48]	6.5	1.7	–
Tongonan 1,2,3 [48]	5.8	1.1	–
Ahuahapan [30]	5.48	1.5	0.083
Mindanao 2 [48]	6.8	3.5	–
Krafla 1,2 [48]	7.58	1.9	0.119
Heber [49]	3.8	1.1	0.12
Coso 1 [48]	5.6	1.2	–
Salton Sea 3 [48]	7.9	1.7	–
Geo East Mesa 1,2 [48]	3.0	1.1	–
Hellisheidi [50]	9	2	–
Kawerau [51]	13	2.9	–
Ohaaki [51]	10	4.5	–
Hachobaru 1 [17]	6.37	1.47	0.098

- The average separators pressures are 6.7 bar (abs.) and 2.0 bar (abs.)
- Pressures in the flash vessels are usually subjected to the restriction of being greater than atmospheric pressure

(Zarrouk et al., Geothermics, 2014)

Dry steam power plant schematic



(DiPippo, Geothermal power plants, 2008)

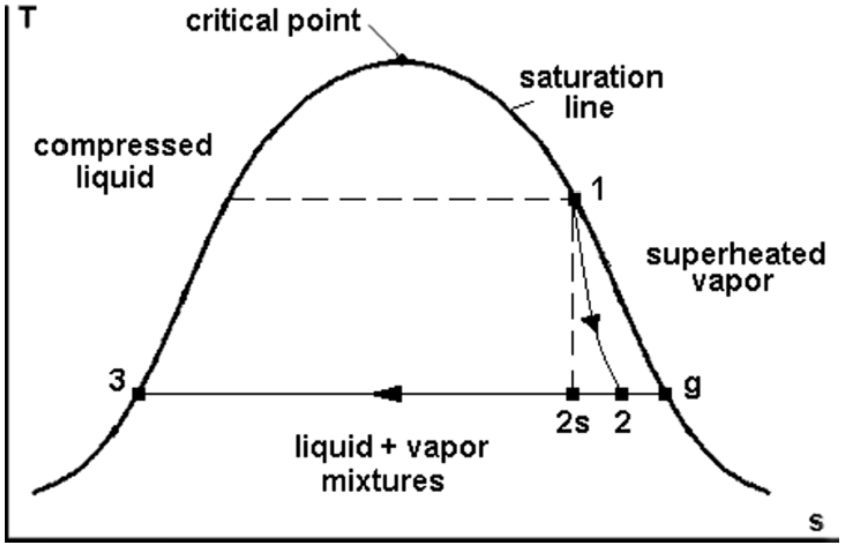
Main features of dry steam plants

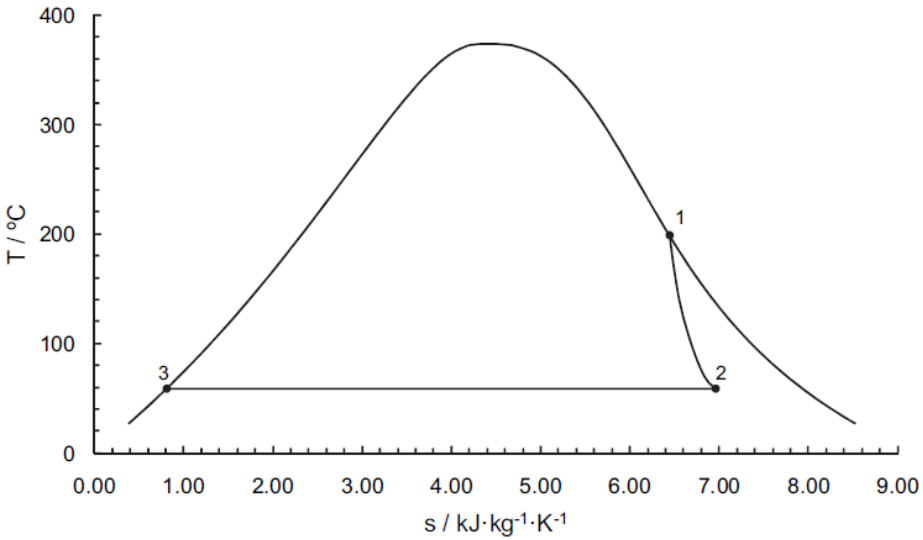
- With the exception of the particulate remover (PR) in place of the cyclone separator (CS) the flow diagram is identical to that of a single-flash plant
- Since the wells produce saturated steam (or slightly superheated steam), the starting point (state 1) is located on the saturated vapor curve (or to the right)
- Power developed by the turbine:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_s \cdot (h_1 - h_2)$$

- Environmental aspects:
  - The geofluid consists of only steam (no liquid) so there is no mineral-laden brine to dispose of.
  - The noncondensable in the steam are isolated in the condenser, removed by steam-jet ejectors and treated to remove H_2S

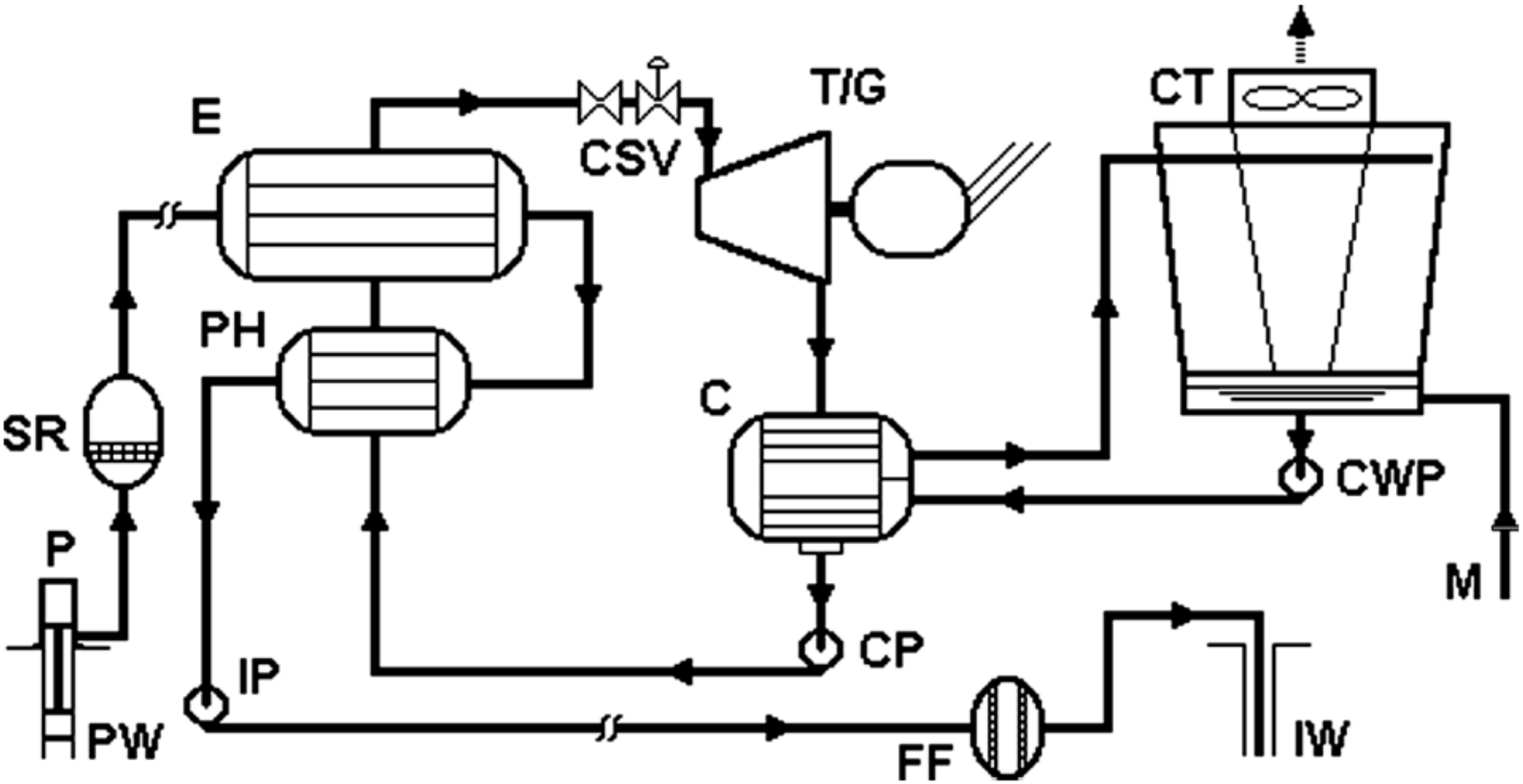
Temperature-entropy diagram for a dry steam plant





(Chamorro et al., Energy, 2012)

Binary cycle power plant schematic



(DiPippo, Geothermal power plants, 2008)

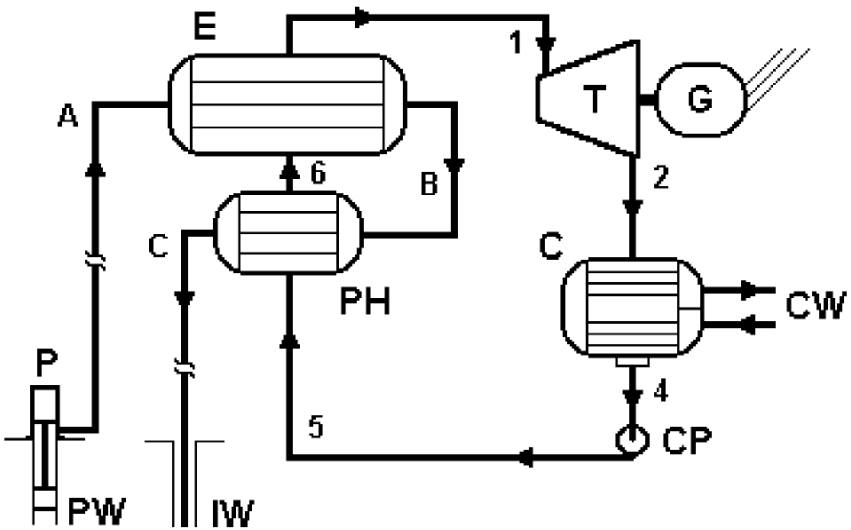
Geofluid in the binary cycle power plant

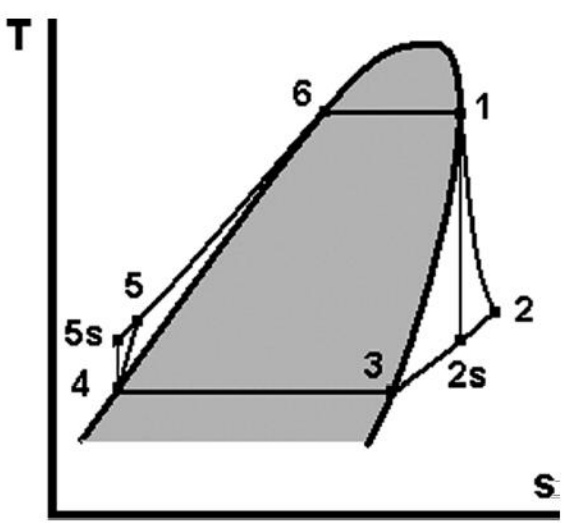
- The production wells (PW) are fitted with pumps (P) that are set below the flash depth determined by the reservoir properties and the desired flow rate
- Sand removers (SR) may be needed to prevent scouring and erosion of the piping and heat exchanger tubes
- The geofluid is everywhere kept at a pressure above its flash point and is reinjected in injection wells (IW) still in the liquid phase
- The geofluid temperature is not allowed to drop to the point where silica scaling could become an issue in the preheater and in the piping and injection wells

Working fluid in the binary cycle power plant

- The working fluid, chosen for its appropriate thermodynamic properties, receives heat from the geofluid, evaporates, expands through a turbine, condenses and is returned to the evaporator by means of a feedpump
- There are two steps in the heating-boiling process, conducted in the preheater (PH) where the working fluid is brought to its boiling point and in the evaporator (E) from which it emerges as a saturated vapor

Thermodynamics of the conversion process





- The turbine power is the product of the mass flow rate of the working fluid and the enthalpy drop across the turbine

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{wf} \cdot (h_1 - h_2)$$

- The power absorbed by the feed pumps is

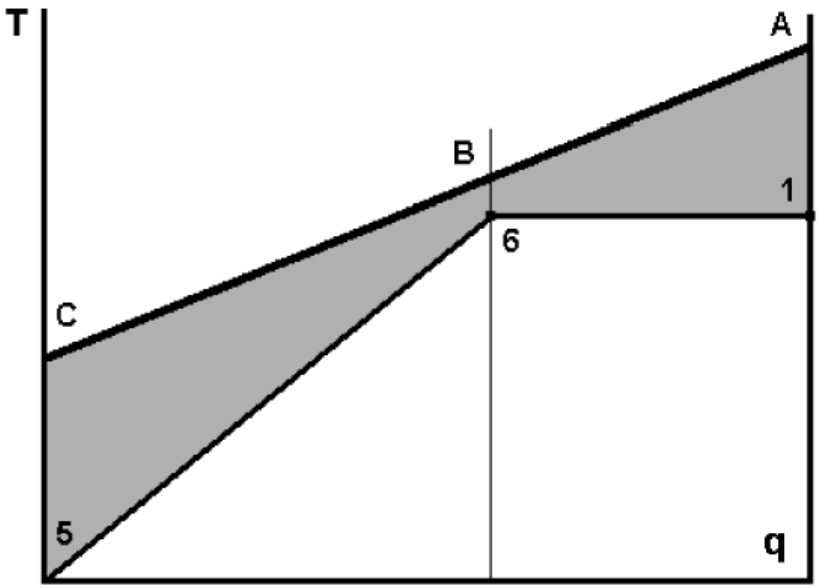
$$\dot{W}_p = \dot{m}_{wf} \cdot (h_5 - h_4)$$

- The net power output is

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_p$$

Heat exchanger analysis: preheater and evaporator

Temperature-heat transfer diagram for preheater and evaporator



The place in the heat exchanger where the brine and working fluid experience the minimum temperature difference is called the "pinch-point"

- The pinch point temperature difference is generally set to 5°C or 10°C
- State points 5, 6 and 1 are known from the cycle specifications
- The working fluid mass flow rate (m_{wf}) can be calculated by

$$\dot{m}_{geo} \cdot c_{geo} \cdot (T_A - T_B) = \dot{m}_{wf} \cdot (h_1 - h_6)$$

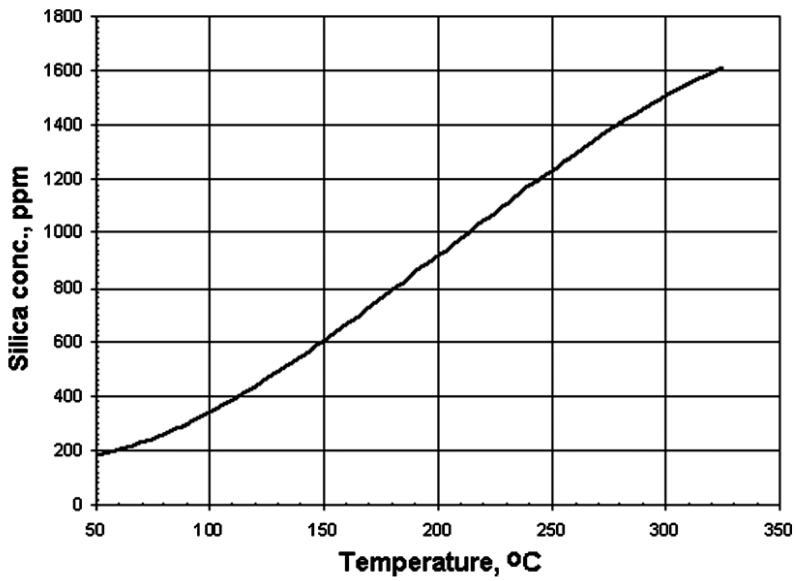
- The temperature (T_C) of the geofluid leaving the plant can be obtained by

$$\dot{m}_{geo} \cdot c_{geo} \cdot (T_B - T_C) = \dot{m}_{wf} \cdot (h_6 - h_5)$$

Scale potential in waste brine

- Nearly all minerals exhibit higher solubility in water as the temperature of the water increases
- Conversely, when the water temperature drops, the dissolved minerals become less soluble and may precipitate from the solution
- One of the minerals that is always found in geofluids is silica, SiO_2

- Silica can exist in several structural forms, from amorphous to highly crystalline (quartz). Each form has its own solubility characteristic



Solubility of amorphous silica versus T

Silica scaling potential in flash and binary plants

- With proper design of the processes, it is possible to avoid the precipitation of the amorphous silica in the plant components
- Since double-flash plants are often built on the hotter resources, the dissolved silica is typically higher than for single-flash plants. Furthermore, because of the additional flash process, the waste brine becomes more highly concentrated in silica than in a single-flash plant
- The potential for silica precipitation is mitigated when binary plants are used because the geofluid is not flashed, but only cooled → thus, there is no increase in the concentration of the silica as the fluid passes through the plant → this allows the geofluid to be cooled to a lower temperature before silica precipitation can occur compared to a flash plant

Overall cycle analysis

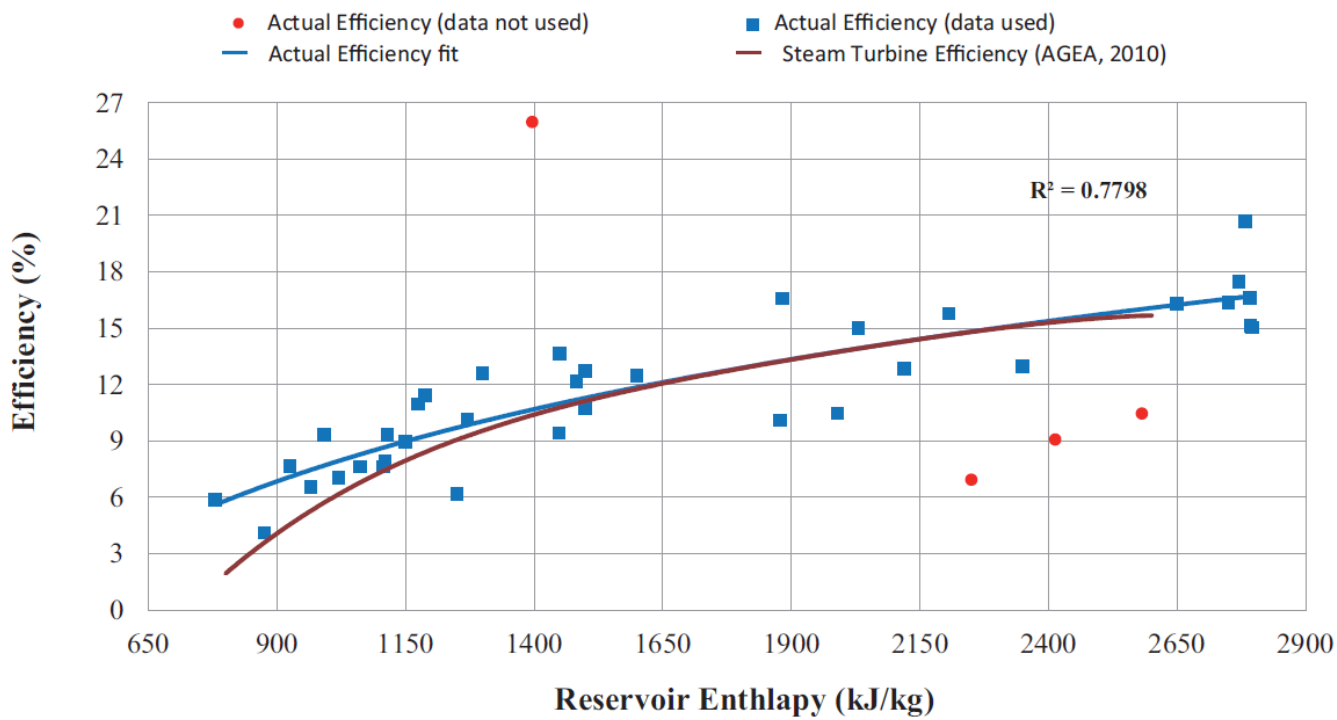
- The performance of geothermal power plants can be assessed by the "total heat recovery efficiency" (or "system efficiency", η_{sys}) which is the ratio between net power output and thermal energy input (i.e., the whole heat available from the geofluid)

$$\eta_{sys} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{geo}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{geo} \cdot \left(h_{in} - h_0\right)}$$

- The performance is better assessed using the "utilization efficiency" (or "exergetic efficiency", η_u) by comparing the net power output to the maximum theoretical power that could be produced from the given geothermal fluid

$$\eta_u = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{geo}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{geo} \cdot \left(h_{in} - h_0 - T_0 \cdot \left(s_{in} - s_0\right)\right)}$$

System efficiency of single flash and dry steam geothermal power plants

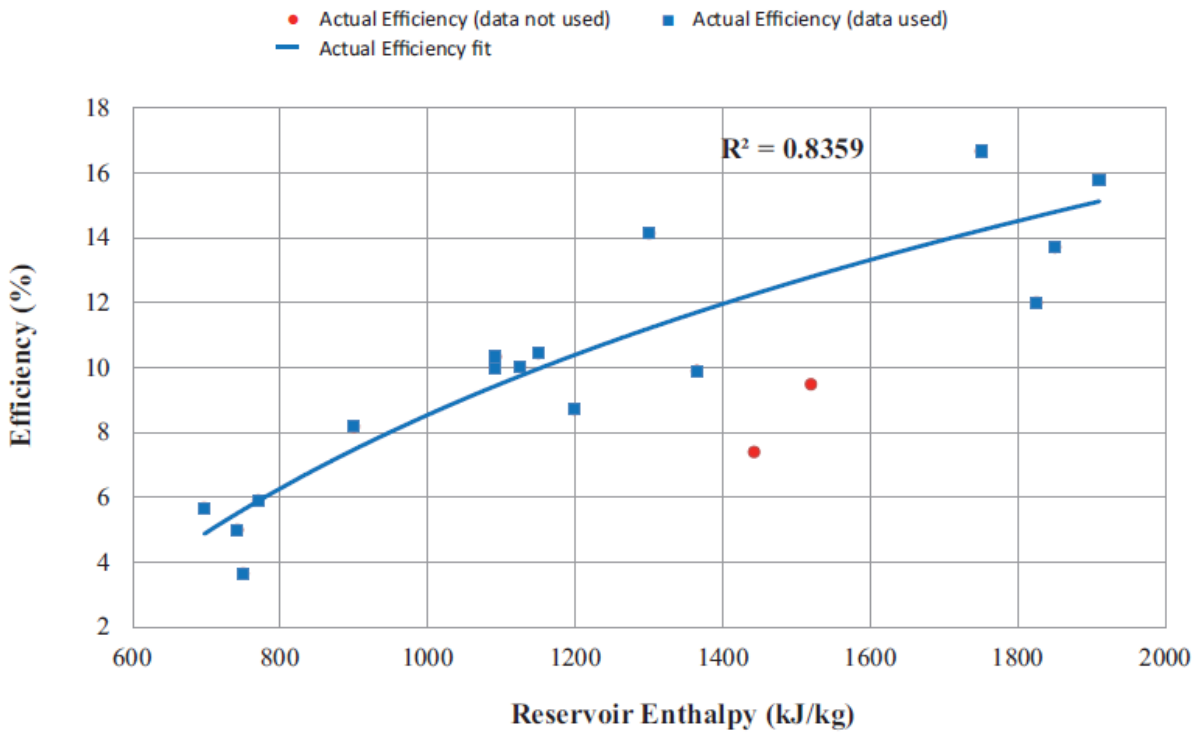


- The system efficiencies of single flash and dry steam power plants can be fitted with:

$$\eta_{sys} = 8.7007 \cdot \ln\left(h_{geo,in}\right) - 52.335$$

(Zarrouk, Geothermics, 2014)

System efficiency of double flash geothermal power plants

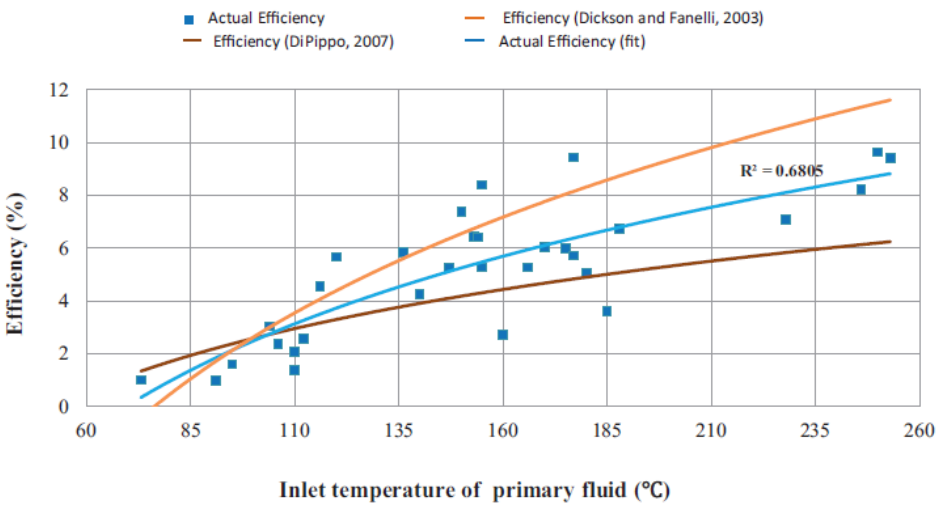


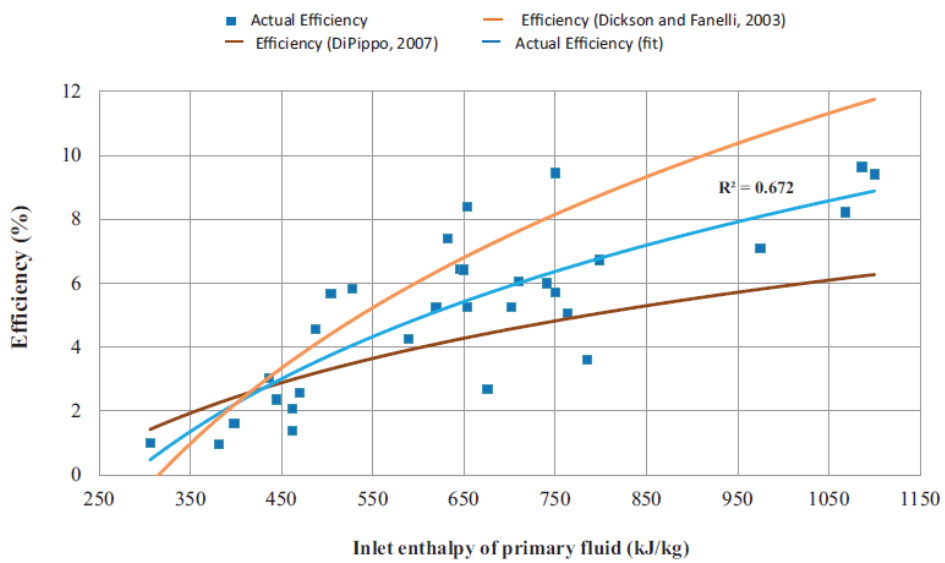
- The system efficiencies of double flash power plants can be fitted with:

$$\eta_{sys} = 10.166 \cdot \ln\left(h_{geo,in}\right) - 61.68$$

(Zarrouk, Geothermics, 2014)

System efficiency of binary cycle geothermal power plants



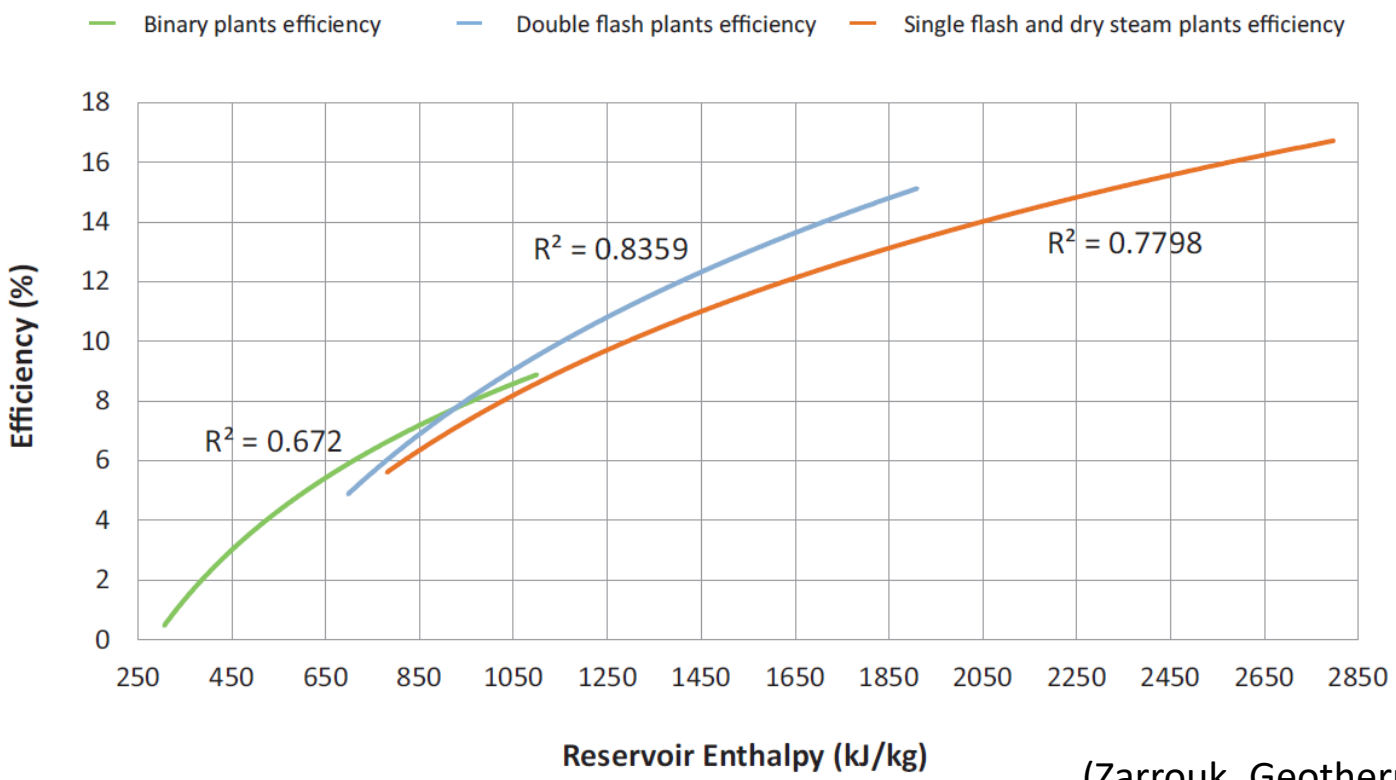


- The system efficiencies of binary cycle power plants can be fitted with:

$$\eta_{sys} = 6.6869 \cdot \ln\left(h_{geo,in}\right) - 37.929$$

(Zarrouk, Geothermics, 2014)

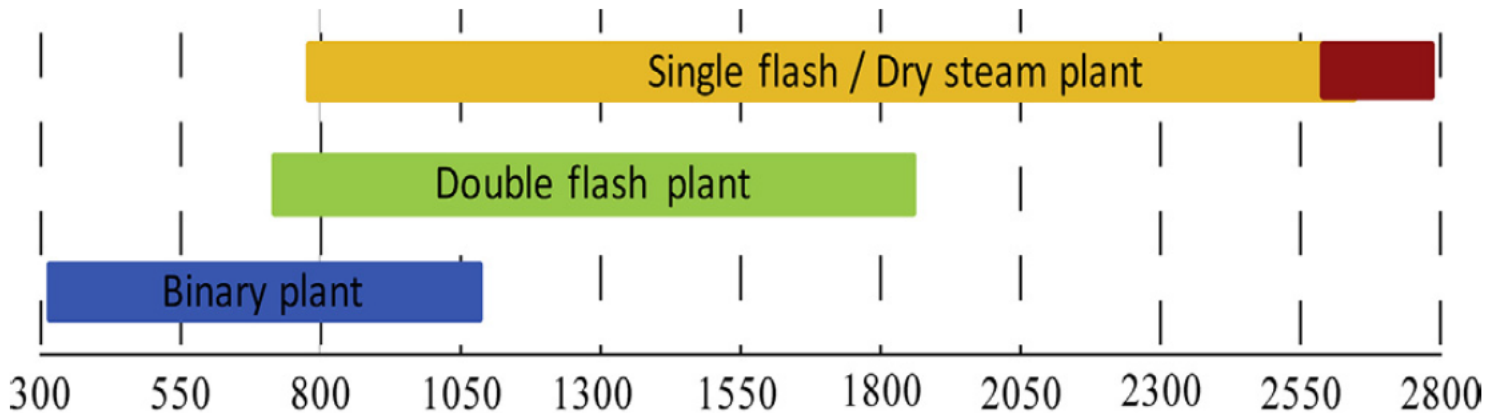
System efficiency comparison



(Zarrouk, Geothermics, 2014)

Double flash plants have higher system efficiencies than single flash plants. However they have lower system efficiencies than binary plants for the low enthalpy range (750-850 kJ/kg)

Geothermal power plants operating enthalpy range



Single flash plants operate at a wider range of enthalpy (from 800 to 2800 kJ/kg), while double flash operate at smaller range (from 750 to 1900 kJ/kg) → as enthalpy increases the reservoir will dry up and there will be less produced water to justify a second flash. At the same time the wellhead pressure is significantly reduced not permitting a second flash.

Environmental aspects: gaseous emissions (1)

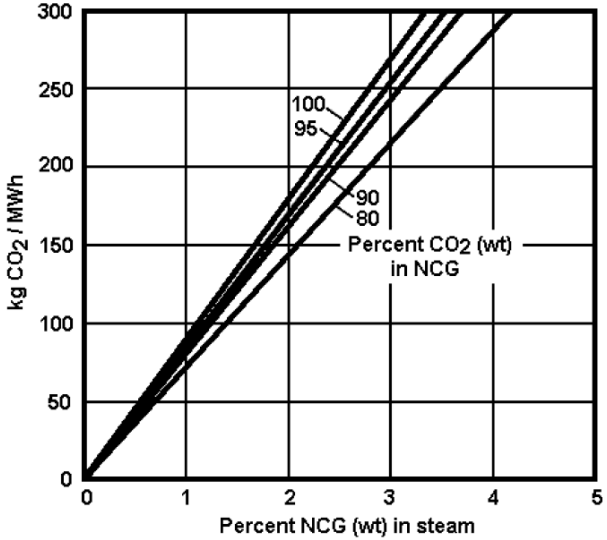
- Gaseous emissions from dry- and flash-steam geothermal plants stem from the noncondensable gases (NCG) that are carried in the geofluid in dissolved form
- Geothermal steam contains NCG such as hydrogen sulfide (H_2S), carbon dioxide (CO_2), but gases such as methane, hydrogen, sulfur dioxide, or ammonia can also be found, usually in very low concentrations
- Under normal conditions these gases are isolated in the condenser, drawn into the ejectors and treated before release to the atmosphere
- In most countries it is not required to capture or treat CO_2, but H_2S is strictly regulated owing to its offensive odor (bad smell) at very low concentrations and to its toxicity at higher levels

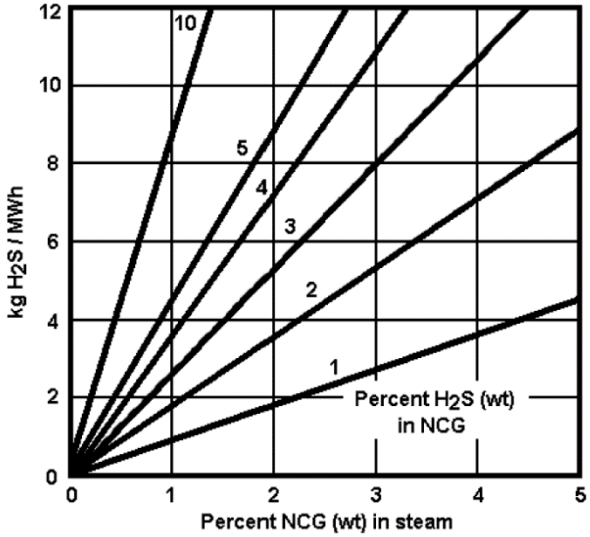
Environmental aspects: gaseous emissions (2)

- NGC can be chemically treated or scrubbed after removal from the condenser to remove H_2S
- It is also possible to compress the NCG, redissolve them into the waste brine, and inject them back into the reservoir → but increase in the NCG concentration in the geofluids coming from the production wells
- In the case of binary plants, where the brine is produced in the liquid phase with the NCG still in solution, the NCG remain in solution throughout the heat transfer processes and return to the reservoir with the waste brine during reinjection → so they normally emit no gases at all

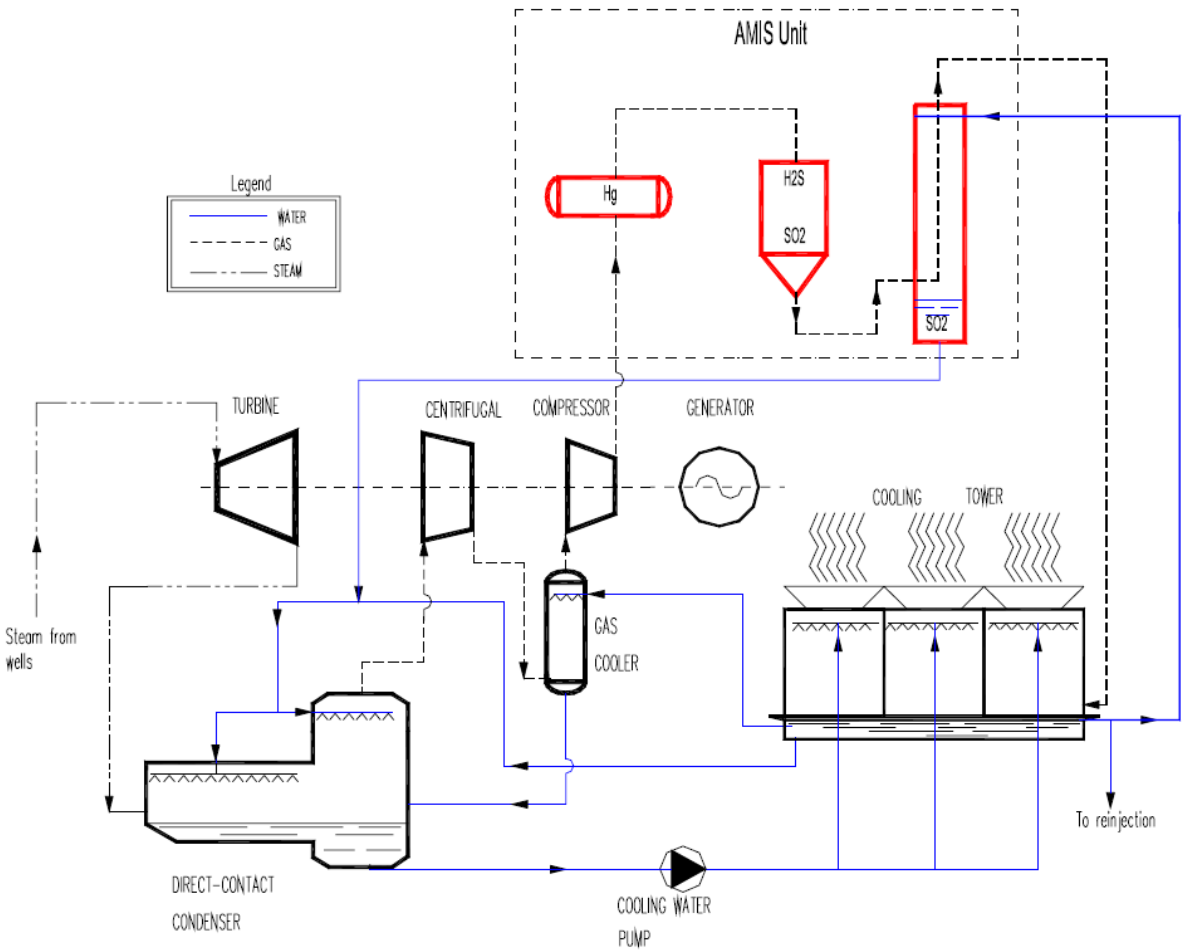
Potential unabated CO_2 and H_2S emissions

- The amounts of CO_2 and H_2S (kg/MWh) that could theoretically be emitted as functions of their concentrations in the NCG and of the concentration of the NCG in the steam
- Since typical NCG concentrations range from 0.5–1.0% (wt) of steam, with CO_2 constituting about 95% of the NCG and H2S generally no more than 1–2% of the NCG, the typical unabated emissions of these two gases range from 50–80 kg/MWh for CO_2 and 0.5–1.8 kg/MWh for H_2S
- Abatement systems are commercially available that drastically lower the H_2S emissions





AMIS® system for mercury and H_2S abatement



(Baldacci A. et al., World Geothermal Congress, 2005)

- AMIS® technology: Abatement of mercury and hydrogen sulphide
- AMIS® is a patented process (Inventor: Dr. Aldo Baldacci; patentee: ENEL)

AMIS® process – mercury removal

- Three fundamental steps of the AMIS®process:
  1) removal of mercury by chemical absorption
  2) selective catalytic oxidation of hydrogen sulphide to SO_2
  3) SO_2 scrubbing by geothermal water

1) Mercury removal

- Elemental mercury is removed from NCG stream by chemical absorption on a fixed bed of sorbent (selenium mass or sulphurized activated carbon)
- Before entering mercury absorber, the process gas is cooled and subsequently compressed in order to achieve the optimum temperature (about 70°C) and relative humidity conditions for the reaction (gas compression provides the head required to compensate the draft losses of the AMIS® system)

AMIS®process – catalytic oxidation

2) Selective catalytic oxidation of H_2S to SO_2

- NCG are heated up to the minimum temperature required by the catalyst to promote oxidation according to the reaction:

  $H_2S + 3/2\ O_2 \Rightarrow SO_2 + H_2O$

  The reaction is exothermic. The enthalpy of the hot stream

  leaving the catalytic reactor is recovered to preheat the cold stream leaving mercury absorber (regenerative process)
- Some air is added to the gaseous stream in order to provide the oxygen needed for H_2S oxidation and catalyst temperature control (Too high a temperature causes catalyst deactivation or promotes side reactions: oxidation of SO_2 to SO_3)
- Combustion of methane and other flammable compounds in NCG is impossible due to the T range and to the high CO_2

AMIS®process – sulphur dioxide scrubbing

3) Absorption of the produced SO_2 by geothermal water

- Basic compounds (such as ammonia) contained in the geothermal fluids allow the absorption of acidic components such as SO_2
- SO_2 absorption is achieved in a packed column
- The efficiency of the SO_2 absorption essentially depends on the molar ratio between produced SO_2 and ammonia in the geothermal water
- The reaction products of SO_2 scrubbing are soluble
- The water leaving the absorption column re-enters the cycle of the geothermal water, controlled by the cooling tower overflow

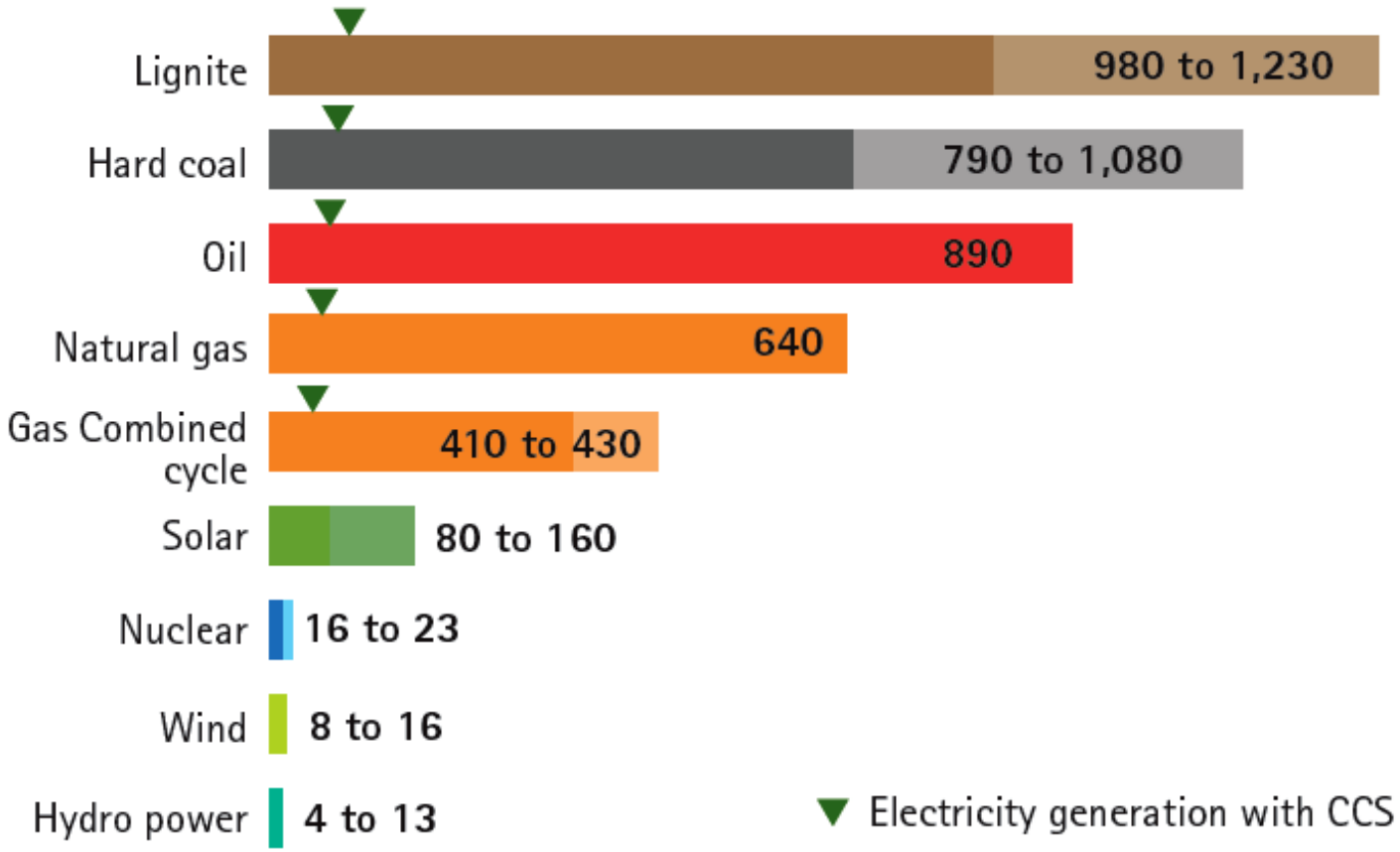
AMIS® abatement efficiency

- AMIS® process exhibits a very high abatement efficiency, higher than 99% for both pollutants
- It allows an overall reduction of plant emission in the range of 95%-99% for mercury and 75%-85% for H_2S. (Note that overall reduction takes into account also the emission related to the liquid stream leaving the condenser, which is not treated by the AMIS® system)
- In a geothermal plant equipped with AMIS® system, about 95%-99% of mercury and 75%-85% of H_2S entering the plant are present in the gaseous phase leaving the condenser. The liquid phase accounts for the balance of H_2S and mercury, which are released to atmosphere after stripping by the air flow inside the cooling tower

CO_2 emissions from geothermal power plants

- The CO_2 that is released from geothermal plants is generally not abated but constitutes a relatively minor source of greenhouse gases compared to coal fired power plant (840 g/kWh) or a natural gas combined cycles (370 g/kWh)
- Indeed, 50% of geothermal power plants in the world have 100 g/kWh or fewer CO_2 emissions
- However 2% of geothermal power plants have CO_2 emissions higher than 500 g/kWh → most of these plants are located in Turkey
- The CO_2 released is typically 98-99% pure and can be used as industrial CO_2 and for dry-ice production

CO_2 emissions from different power plants in g CO_2 equivalent per kWh



Ranges result from different methods of calculation and different sit implications.

Source: VGB

CO_2 emissions from geothermal power plants in Turkey

Place	Licence holder	Unit name	Capacity, MW	Type-working fluids	Mean source temperature, °C	NCG content, kg NGC/kg brine	CO_2 emission g/kWh	Start date	Manufacturer
Kizildere-Denizli	Zorlu Energy	Kizildere – I	15	Single flash	230	0.02–0.044	900 (xx)	1984	Ansaldo
		Kızıldere – II	60 (10 + 10)	Triple flash + B-R-134		[22–24]	1300	2013	Fuji-TAS Energy
	Bereket E.		7.06	B-pentane	150	n/a	n/a	2008	Ormat
Salavatlı-Aydın	Mege	Dora-I	7.95	B-pentane	170	0.015	1120 (xx)	2006	Ormat
		Dora-II	9.5	B-pentane	172		900 (xx)	2010	Ormat
		Dora-IIIa	17	B-pentane	165			2013	Ormat
		Dora-IIIb	17	B-pentane	170			2014 (x)	Ormat
Germencik-Hıdırbeyli-Gümüşköy Aydın	Gürmat-Burç		47.4	Double flash steam	220	0.02 [24]	1100	2009	Mitsubishi
			22.5	B-pentane	220			2014 (x)	Ormat
			47.4	Double flash steam	230			2015 (x)	Mitsubishi
	BM		6.6	B-R 134	160	n/a	n/a	2013	TAS Energy
			6.6	B-R 134		n/a	n/a	2014 (x)	TAS Energy
	Maren Energy	Irem	22	B-pentane	170		900	2011	Ormat
		Sinem	22	B-pentane	180	0.015–0.02	900	2012	Ormat
		Deniz	24	B-pentane	180		900	2012	Ormat
		Kerem	24	B-pentane	175			2014 (x)	Ormat
Yılmazköy	KenKipaş Energy		24	B-pentane	175	0.02		2014 (x)	Ormat
Tuzla-Çanakkale	Enda Energy	Enda	7.5	B-pentane	165	0.005	400	2010	Ormat
Sarayköy-Denizli	Jeoden Energy	Jeoden	0.84	B-isobutane	101	n/a	?	2012	Turboden
Pamukören-Aydın	Çelikler Energy	Çelikler	45.02	B-isobutane	170	0.02		2013	Atlas Copco
Alaşehir-Manisa	Türkerler Energy	Türkerler	24	B-pentane	190	0.034 [24]		2014 (x)	Ormat

NCG: Non-condensable gases; B: binary type-working fluid. (x) under construction; (xx) CO_2 is used in commercial gas production.

A facility on the Kizildere field processes the CO_2 released from the 15 MW plant which is used for dry-ice production with a capacity of 40,000 tons/year after CO_2 purification

(Aksoy, Renewable energy, 2014)

Water pollution

- The separated brine contains all the dissolved minerals that existed in the geofluid in the reservoir but in higher concentrations
- Some of these elements would adversely affect surface or groundwaters if allowed to mix with them
- These elements are: arsenic (As), boron (B), calcium (Ca), chloride (Cl), fluoride (F), lithium (Li), magnesium (Mg), potassium (K), Si, Na
- The main way to prevent water contamination is to reinject the waste brine back into the reservoir
- Reinjection has the added benefit of restoring some of the fluid that was extracted during production
- Poor siting of the injection wells, however, can cause premature cooling of the production wells

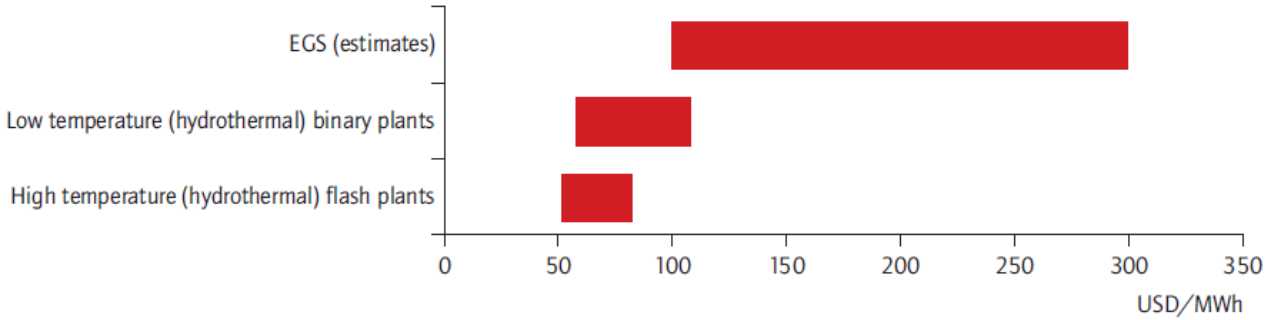
Other environmental impacts

Possible impact	Details	Abatement techniques
Air pollution	H_2S emissions	Several effective commercial systems in use
Water pollution	Surface discharge of waste brine; groundwater contamination	Reinjection
Noise pollution	Drilling; well testing	Rock mufflers; silencers
Visual pollution	Unsightly pipes and buildings in pristine areas	Use low-level structures; paint equipment in blending colors
Land usage	Well pads; pipe routes, powerhouse & substation	Much lower impact than conventional plants
Water usage	Cooling tower makeup (for binary plants only)	Use air-cooled condensers
Land subsidence	Liquid removal from subsurface can lead to surface depressions	Rare, most dramatic at Wairakei, New Zealand
Greenhouse gases	CO_2 emissions	Very low emissions relative to conventional fossil plants
Loss of natural wonders	Thermal manifestations may disappear; e.g., the geysers at Beowawe and Steamboat Springs, Nevada	Do not develop resources in or adjacent to national parks

(DiPippo, Geothermal power plants, 2008)

Economics of geothermal power plants

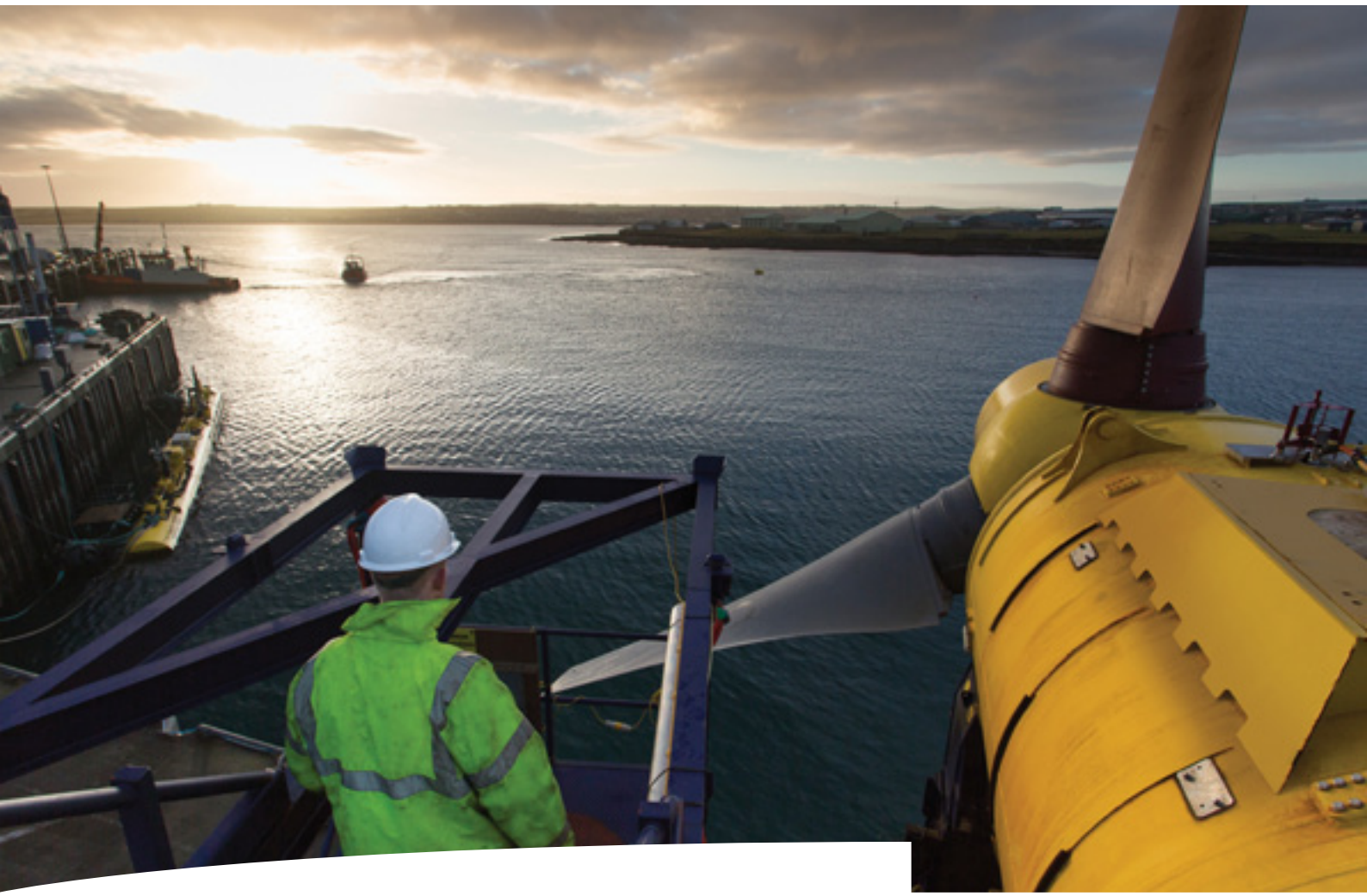
- Capital costs of a greenfield geothermal electricity development:
  - \$ 2000/kW$_e$ ÷ \$ 4000/kW$_e$ for flash plant developments
  - \$ 2400/kW$_e$ ÷ \$ 5900/kW$_e$ for binary developments
- Operation and maintenance costs range from \$ 9/MWh$_e$ to \$ 25/MWh$_e$
- Generation costs:
  - \$ 50/MWh$_e$ ÷ \$ 80/MWh$_e$ for hydrothermal high temperature flash plants
  - \$ 60/MWh$_e$ ÷ \$ 110/MWh$_e$ for hydrothermal binary plants
  - \$ 100/MWh$_e$ ÷ \$ 190/MWh$_e$ for EGS systems in the USA and up to \$ 300/MWh$_e$ for EGS in Europe



(International Energy Agency, Technology Roadmap, Geothermal Heat and Power, 2011)

Thank you for your attention

TIDAL
POWER SOLUTIONS



ALSTOM
Shaping the future

Power from

Alstom is committed to providing a flexible portfolio of reliable, competitive renewable technologies and is now making significant investments in ocean energy technologies, including tidal stream turbines.

Reliable – Predictable – Proven

Tidal power is a major growth area, with a global potential of up to 100 GW installed capacity. Tidal power has the potential to contribute significantly to the future energy mix of many countries wanting to benefit from renewable, low-carbon forms of electricity generation.

The need is immediate. Renewable energy targets now exist in 118 countries, nine countries including India and Brazil having introduced new targets in 2011 and China having increased its target for power from renewable sources by the end of 2015.

In Europe, the EU has set 2020 as the year by which 20 per cent of member states' energy should come from renewable resources. In the UK meanwhile, the Climate Change Act requires a legally-binding reduction of at least 80 per cent in greenhouse gas emissions by 2050.

Alstom, as a leading global power systems business, is at the forefront of the development of tidal technologies bringing a proven, reliable and efficient technology to the market that embodies a low-cost Operation and Maintenance (O&M) solution. With tides being predictable well into the future, the opportunity for us all to benefit from tidal energy is enormous.

Why tidal?

Tidal energy can be harnessed in two ways. Tidal range technology uses a barrage to draw on the power of the water as it changes height between high tide and low tide – in a similar way to a hydroelectric system. Tidal stream technology (or marine current) draws on the power of fast currents caused by tides flowing around headlands or through channels. Both offer the same benefits of tidal energy:

- It is reliable and predictable well into the future
- Water is 800 times denser than air, which gives it huge potential for power extraction
- It is a renewable energy source with no harmful greenhouse emissions

Locations with the most potential for tidal energy

Source: Danish Hydraulic Institute – Work Commissioned for Atlantis

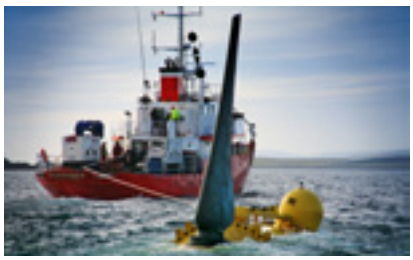
the tides

2005/2006 Development of the Tidal Generation Ltd. (TGL) tidal stream technology begins, with a concept design study for the turbine technology.

2008 The 500 kW turbine receives its Type C Design Assessment certification from GL Renewables.

2010 Trials of a 500 kW tidal stream turbine demonstrator begin at the EMEC facility in Orkney – averaging 12 hours of operation each day, demonstrating extended running at rated power as tides allowed. The 500 kW tidal turbine became the only tidal device to receive Scottish Renewable Obligation Certificates (ROC).

2012 The 500 kW turbine completed its test programme having successfully exported 250 MWh of power to the Scottish grid.



2013 Following our acquisition of TGL, trials begin of the commercial scale 1 MW demonstration turbine installed at the same EMEC facility in Orkney. Detailed testing and analysis will continue throughout 2013/14 and lessons learned will be transferred into the final commercial design.

2014/2016 Construction of a 4-10 MW pre-commercial array using the Alstom 1 MW turbine. This array will help our business, our customers and the supply chain build an understanding of the challenges of delivering and connecting an array of turbines and lay the foundations for commercial arrays.

2016 and beyond During testing of the pre-commercial array, we will prepare for full commercial production of the Alstom tidal stream turbines. We will then look forward to investigating the potential for larger, more powerful tidal stream turbines using the technology that we have successfully trialed up to this point.

Delivering tidal

Following our acquisition of Bristol-based Tidal Generation Ltd (TGL) in 2013, we are developing a proven tidal stream turbine technology with a unique low-cost O&M solution. We have dedicated teams in Nantes (France) and Bristol (UK) that are developing tidal technology and look forward to bringing this product to market.

A proven solution

Alstom's turbine nacelle consists of a 3-bladed, upstream pitch controlled rotor with an epicyclic gearbox, induction generator, frequency converter and transformer. The turbine exports grid compliant power at 6.6kV via a three-phase wet mate connector mounted in the base of the turbine. This configuration is analogous to a wind turbine subsea.

By subjecting our tidal stream turbine to an intensive testing programme in a real and representative test site (EMEC), we are ensuring that our technology has the capability to perform – reliably generating clean energy, year after year.

Water speed at rated power	2.7 m/s (18m diameter turbine)
Cut-in velocity	1 m/s
Maximum operating water speed	5 m/s
Power exported via subsea cable to grid at 6.6 kV	

technology today

Driving down the cost of electricity

The challenge for the emerging tidal stream power generation industry over the next decade is to increase the scale, prove the reliability, demonstrate environmental acceptability and reduce the costs of the technology to ensure electricity can be generated at a commercially competitive price.

Key benefits

RAPID TURBINE DEPLOYMENT AND RETRIEVAL SYSTEM

The turbine can be rapidly installed or uninstalled, maximising the time it spends producing electricity and minimising the cost of deployment and maintenance to its operator. We achieve this by making the turbine buoyant. It can be towed to its point of operation and once on site it uses a patented system to winch the nacelle down to its seabed support structure and lock it in place. Simple and efficient, the system avoids the need for high cost heavy-lift vessels and for divers. Due to the unique challenges of installing and retrieving a turbine in a tidal environment Alstom firmly believes that the buoyant nacelle provides the lowest risk and most flexible O&M solution.

YAWING NACELLE

Tidal streams do not always turn through 180 degrees. As the tide turns, four times each day, the turbine turns with it positioning itself to face directly into the flow. This helps maximise energy extraction and minimise structural loads and wake effects.

PITCHING BLADE TECHNOLOGY

The technology permits an optimum hydrodynamic design of the blades (for maximum energy extraction) and enables the machine to counteract power and speed fluctuations caused by waves and turbulence. Furthermore pitching blades allow the maximum power to be controlled, the maximum thrust load to be limited and safe shutdown to be achieved under extreme conditions.

Alstom recognises that one turbine does not make an array and we are now developing solutions for subsea power connection and transmission, incorporating the same low-cost O&M philosophy as the turbine.

Why Alstom's tidal stream turbine?

SIMPLE, EFFICIENT TO INSTALL AND MAINTAIN – the nacelle buoyancy means that it is easily installed and retrieved in a single tidal cycle using small vessels, reducing installation and maintenance costs

INTELLIGENT NACELLES – thrusters intelligently rotate the nacelle to reflect the direction of the tide, managing ebb and flood tides seamlessly and maximising energy production

EFFICIENT BLADES – turbine blade pitch is actively managed to control load on the turbine and optimise use of the tidal conditions locally

Performance Analysis of OTEC Plants With Multilevel Organic Rankine Cycle and Solar Hybridization

Paola Bombarda
Dipartimento di Energia,
Politecnico di Milano,
Via Lambruschini 4,
20156 Milano, Italy
e-mail: paola.bombarda@polimi.it

Costante Invernizzi
Dipartimento di Ingegneria Meccanica
e Industriale,
Università degli Studi di Brescia,
Via Branze 38,
25123 Brescia, Italy

Mario Gaia
Turboden srl,
Via Cernaia 10,
25124 Brescia, Italy

Among the renewable energy sources, ocean energy is encountering an increasing interest. Several technologies can be applied in order to convert the ocean energy into electric power: among these, ocean thermal energy conversion (OTEC) is an interesting technology in the equatorial and tropical belt, where the temperature difference between surface warm water and deep cold water allows one to implement a power cycle. Although the idea is very old (it was first proposed in the late nineteenth century), no commercial plant has ever been built. Nevertheless, a large number of studies are being conducted at the present time, and several prototypes are under construction. A few studies concern hybrid solar-ocean energy plants: in this case, the ocean thermal gradient, which is usually comprised in the range 20–25 °C in the favorable belt, can be increased during daytime, thanks to the solar contribution. This paper addresses topics that are crucial in order to make OTEC viable, and some technical solutions are suggested and evaluated. The closed cycle option is selected and implemented by means of an organic Rankine cycle (ORC) power plant, featuring multiple ORC modules in series on the warm water flow; with a three-level cycle, the performance is approximately 30% better if compared to the single-level cycle. In addition, the hybrid solar-OTEC plant is considered in order to investigate the obtainable performance during both day and night operation; this option could provide efficiency benefit, allowing one to almost triplicate the energy produced during daytime for the same prescribed water flow. [DOI: 10.1115/1.4007729]

1 Introduction

Among the renewable energy sources, ocean energy is encountering an increasing interest: generation of electricity from waves, tides, marine currents, salinity gradients, and the thermal gradient of the sea is possible and it is being investigated in several research centers all over the world. The oceans cover 75% of the world surface: it is evident that they represent the largest receiver of energy from the sun and hence one of the largest available renewable energy sources. Nonetheless, the potential of ocean energy was seldom considered in major studies until 2008.

The Special Report on Renewable Energy [1] estimates a *theoretical*[1] *potential* (which represents the upper limit of what can be produced from ocean energy based on physical principles and current scientific knowledge) of 7400 EJ/yr (2.06 EWh/yr); the International Energy Agency's Implementing Agreement on Ocean Energy [2] estimates the theoretical potential of ocean energy between 20,000 and 90,000 TWh/yr. The following allocation, depending on technology, is proposed by the International Energy Agency (IEA): tide and marine current resources represent estimated annual global potentials exceeding, respectively, 300 TWh and 800 TWh per annum. Wave energy has an estimated theoretical potential of between 8000 TWh and 80,000 TWh per annum. The theoretical potential of ocean thermal gradient (also known as OTEC) is estimated at around 10,000 TWh per annum. The potential of salinity gradients is estimated at 2000 TWh [3]. The *technical potential* as a whole, that is, the amount of renewable energy output obtainable by full implementation of demonstrated technologies or practices,[2] is forcedly much lower and estimated with considerable uncertainty, being that most of the ocean technologies are in the research and development (R&D) phase: its mean value is anyway relevant, as it is higher than the 2008 global electricity demand (61 EJ/yr or about 17,000 TWh/yr).

The ocean thermal energy conversion exploits the thermal gradient available between warm surface water and cold deep water. Though characterized by low energy density (a temperature difference of just 20 °C is typically available for power production) and applicable mainly in equatorial and tropical areas [4], this technology is worthy of attention because of its high potential among ocean energy conversion technologies; moreover, it also provides the important advantage of allowing predictable, constant, or even controllable power production and could be profitably integrated with desalinization plants.

The concept of OTEC is very old (it was first proposed in the late nineteenth century), and several studies and pilot plants have been carried on (for more details see Refs. [5–7]), though no commercial plant has been built yet [8]. Periodically, depending on fossil fuel costs and alternative energy sources' costs, this idea is reconsidered, and several new projects, both for civil and military (i.e., navy) application, are currently carried on. In order to be viable, the OTEC plant must fulfill several conditions: technical feasibility, obviously the first condition, has been already demonstrated, at least to a minor extent, by pilot plants, which were in operation in the past. The first pilot plant was built by Georges Claude in Cuba in 1930 and operated for several weeks, though it was not able to generate net power; in the late 1970s,

[1]Theoretical potential is derived from natural and climatic (physical) parameters (e.g., total solar irradiation on a continent's surface). The theoretical potential can be quantified with reasonable accuracy, but the information is of limited practical relevance. It represents the upper limit of what can be produced from an energy resource based on physical principles and current scientific knowledge. It does not take into account energy losses during the conversion process necessary to make use of the resource nor any kind of barriers.

Contributed by the International Gas Turbine Institute of ASME for publication in the Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. Manuscript received March 3, 2012; final manuscript received September 11, 2012; published online March 18, 2013. Assoc. Editor: Piero Colonna.

[2]No explicit reference to costs, barriers, or policies is made.

Copyright © 2013 by ASME

Downloaded From: http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/ on 03/17/2015 Terms of Use: http://asme.org/terms

due to the oil crisis, few plants were built and successfully operated, though with a number of technical problems, some of which could nowadays be solved thanks to the development of the offshore industry [2].

Environmental impact was not considered in early development stages, but this is at present a point of major concern for the viability of any energy source. OTEC is a fairly benign technology, as far as environmental impact is concerned. The main issues to be clarified concerning the ambient protection are the following:

— an enormous amount of water must flow from a considerable depth up near the ocean's surface, causing a significant variation of temperature and mixing of water from different layers. The thermal disturbance can be minimized by discharging water at an accurately selected depth, so as to respect the local temperature distribution. Moreover, deep and surface water have different dissolved oxygen content and different nutrient content. The consequences of the displacement and mixing of huge quantities of water are difficult to assess; they could be even beneficial, e.g., from the fish feeding and catching point of view, and the nutrient-rich flow could be a side-benefit of this technology. This aspect is, however, beyond the scope of this study.
— the risk of leakage of the working fluid, in particular, from the heat exchange surfaces to the water flow
— the possible loss of material from the plant components because of corrosion, and emission of pollutants during operations aimed at keeping the heat exchange surfaces clean in spite of biofouling and other forms of scaling

Economics is also a fundamental issue: like most renewable technologies, OTEC is a capital-intensive technology (investment cost is estimated in the range 4200–12,300 USD_{2005}/kW, though higher values could be realistic as well [1]. This high cost can be ascribed mainly to the low energy density, which is a direct consequence of the small temperature difference available for conversion (about 20–22 °C in most of the cases), and it is worsened by the need to adopt corrosion-resistant materials. The cost can be reduced by increasing as much as possible the cycle efficiency within the limits of the available temperature span and by adopting standardized modular components in the heat exchange section. The plant size is also relevant in order to obtain the best economic performance: existing studies indicate that a 100-MW plant could compete with conventional power generation, though the size could be even smaller if the plant is to be located on a small island [5] (the first future commercial plants are expected to be in the range 10–50 MW). Last, but not least, it is worth considering that the production of synergic goods may radically improve the economic performance and the technology development: the most important example is the production of desalinated water, which can be integrated into an OTEC plant [5] and is of the greatest importance above all in the developing countries of the tropical belt. Many other utilities (air conditioning, aquaculture, and cold-water agriculture, just to mention a few) may be also coproduced (see, for example, Refs. [5] and [9]).

The present paper suggests a possible technical solution for an OTEC plant, aiming at electricity production.

2 Overall Plant Scheme and Main Aspects

The overall plant scheme (Fig. 1) is very simple: warm seawater and cold seawater are supplied to the power plant by two large-diameter pipes, whereby the shorter collects surface water and the longer pipe collects water at a depth that depends on site and plant specifications and may be in the range 600–1000 m in order to approach the 4 °C layer. Both warm and cold seawater flows are circulated by a dedicated seawater pump, mixed after use, and discharged at a depth such as to match as much as possible the local undisturbed temperature.

The cold seawater pipe is a critical component: several of the problems encountered by the pilot plants were related to the cold

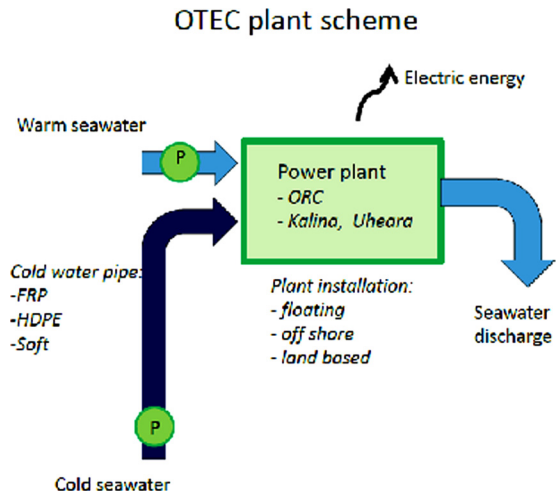


Fig. 1 OTEC plant scheme

seawater pipe and also to the option selected for the plant installation. Three main alternatives are eligible for plant installation: (i) floating plant, whereby all the plant components are mounted on a large barge; (ii) land-based, which is only possible if the local land morphology is suitable, i.e., if the shore steeps rapidly into the sea (this installation is particularly favorable if other utilities are produced together with electricity); and (iii) on an off-shore structure. The stress situation induced by loads acting on the cold water pipe (CWP), which is exposed to ocean currents and tides, depends therefore on the installation option and mooring system. Different materials can be employed for the cold water pipe [5]: fiberglass reinforced plastic (FRP) is eligible above all for floating plants, while high-density polyethylene (HDPE) is to be preferred for small, land-based plants. Steel, concrete, or FRP may be selected for large, land-based plants or off-shore structures; soft pipes, made of reinforced elastomeric fabric represent an interesting, low cost, innovative alternative. The electricity produced by the power plant is finally sent to the mainland via cable, which, in the case of submarine transmission, must as well resist the external loads.

The power section may be realized in several different ways. The open-cycle option is not considered here. This technical solution, which was selected by Claude in 1930, seems to have less probability of success in the future, above all for large power plants, due to the enormous volume flow-rate required and the related size of the steam turbine. The discussion focuses therefore on the closed-cycle configuration: being that the steam cycle is inapplicable because of component sizes, which would become unaffordable as a consequence of the low steam pressure and related high specific volume, the classical solution consists in adopting a simple ORC with a properly selected working fluid. A large amount of scientific work has been devoted to this topic: the selection of an ORC working fluid and cycle configuration is crucial in order to obtain high cycle efficiency, and both aspects have to be tailored to the available energy source. As a rule of thumb, it can be stated that, according to the temperature of the energy source, it is possible to select a fluid that allows for the highest thermodynamic conversion efficiency; according to the common characteristic values of warm seawater temperature, ammonia is usually selected as a working fluid for OTEC plants. Other fluids may however be worth investigation (for example, a refrigerant fluid was used and tested in the small plant of Nauru in 1982; see Ref. [6] for details). The choice of a mixture, which typically features a variable temperature phase change at constant pressure, could be also convenient as a cycle working fluid, in order to match the temperature profiles of the thermal source and sink [10].

The Kalina cycle was proposed in the 1980 s for the exploitation of variable temperature energy sources and heat recovery applications [11], and it is characterized by the adoption of an

Downloaded From: http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/ on 03/17/2015 Terms of Use: http://asme.org/terms

ammonia/water mixture as working fluid. Moreover, depending on the specific plant scheme, several recuperative heat exchangers may be present. Early studies showed that, though the selection of the Kalina cycle in an OTEC plant would allow a significant improvement in conversion efficiency [7], at the same time, it would require a larger heat exchange area, especially for the condenser, because of the poor heat transfer performance typical of mixtures [12].

The Uehara cycle, named after its inventor [7], aims at reducing the thermal load of the condenser and was specifically developed for OTEC applications. Condenser heat-load reduction is accomplished mainly by a staged turbine expansion with vapor extraction after the high-pressure turbine and following vapor condensation by means of internal heat transfer. A lab prototype was built at Saga University in Japan [7].

2.1 Proposed Technical Solution for the OTEC Plant. The energy balance in an OTEC plant must be carefully thought out, as the limited available temperature span necessarily implies a low thermodynamic efficiency and the seawater pumps, because of the huge amount of water required to operate the plant, absorb a relevant fraction (20–30%) of the gross power generated by the power plant: a successful plant scheme must provide a technical solution, which at the same time minimizes the auxiliary consumption, maximizes the gross power produced, and therefore finally maximizes the net power output.

The solution proposed here regarding this aspect is as follows:

— Considering that low seawater velocities in pipes are compulsory in order to limit auxiliary power consumption, for the cold water pipe, the "soft pipe" concept is selected. As already anticipated, in this case, the pipe is realized with a particular elastomeric fabric. This technical choice is a relatively low-cost solution, and it allows one to increase the pipe diameter and hence to limit the pipe friction loss and, consequently, the auxiliary pumping consumption. The adoption of a soft pipe also requires the installation of the seawater pump at depth at the pipe inlet: this promising, innovative solution is sometimes questioned against reliability, but it can be argued that adoption of pumps in a hostile high pressure (and moreover hot) condition is common practice in geothermal wells.

— Considering that both warm and cold seawater flows constitute variable temperature heat sources, a multiple ORC plant is selected. Actually, the temperature variation of both sources is just a few degrees, but it is not negligible as far as the plant design is concerned. Generally speaking, the best thermodynamic cycle is the one which matches at best the given heat sources: the conventional pure-ammonia Rankine cycle is therefore not the best possible option. The Kalina cycle or the Uehara cycle could constitute a better thermodynamic approach, though the heat transfer process is hampered by the presence of a mixture if compared to a pure fluid [13].

In a multiple ORC plant (see, for example, Fig. 3), the transfer of thermal energy from the warm water to the working fluid is accomplished in a series of heat exchangers implementing a first liquid preheating and a first evaporation, a second liquid preheating and a second evaporation, and so on. In OTEC plants, evaporation involves a much larger amount of exchanged thermal energy than preheating, due to the small temperature range encompassed by the cycle. Hence, for the sake of simplicity, the preheating stage can be omitted in the comparison, and the multiple ORC plant can be seen as a cycle receiving heat from the source in a series of evaporation processes at different temperatures, i.e., at different pressure levels[3]. On the contrary, a cycle based on a mixture, like the Kalina, the Uehara, etc., can be designed so as to match the heat release curve of the warm water; nevertheless, as the heat-exchanger surfaces must necessarily be finite, their operating mean logarithmic temperature difference must as well be finite, and this prevents the Kalina (or Uehara) cycle from fully exploiting their favorable heat introduction process.

Technologies based on the adoption of a mixture as working fluid are presently not as consolidated as ORC technology: the Kalina cycle is adopted in few geothermal plants (Húsavik [14] in Iceland and Unterhaching and Bruchsal [15] in Germany, while others are being built), but for some of them, several technical problems were encountered during initial operation. Therefore, here the adoption of a three-level ORC configuration is suggested: this solution is based on a proven component, the ORC module, and at the same time, it benefits from the matching of the temperature profiles in both the high and low temperatures heat exchangers. Such a multilevel approach was also recently proposed by the US National Renewable Energy Laboratory (see Ref. [16] for more details).

Two more points are to be specified to fulfill the successful plant requirements of high efficiency, low cost, and optimal operation with limited environmental impact:

— Heat exchanger costs represent a relevant fraction (probably the highest) of the total plant cost: this is easily understandable when considering that, being that the cycle efficiency is low, the heat exchangers are charged with high heat loads. The selection of a working fluid with good heat transfer performance is thus highly desirable: ammonia is, in conclusion, selected as the working fluid. Moreover, in order to minimize the mass of metal per unit of power, the heat exchange surface must be characterized by very compact matrices of very thin metal. The simplest kind of heat exchanger that can be envisaged, and that is further analyzed in the text, is a matrix of short tubes of small diameter and thin thickness. This solution involves a very large number of tube connections to the tube-sheet as well as a very large tube-sheet frontal area. In such an arrangement, a certain number of leaking points cannot be avoided, mostly due to tube-to-tube-sheet faulty connection, which can arise either during the startup or during normal operation. In order to make the OTEC viable, this aspect requires early detection of small leakage and fast closing of the leaking connections (e.g., by plugging).

As far as the environment protection is concerned, the risk of leakage of working fluid and possible emission of chemicals during cleaning operation can be effectively solved by the adoption of robotized inspection and maintenance of the heat exchange matrix, as discussed, for instance, by Zhang et al. [17], concerning applications in steam power plants' condensers. The basic concept can be summarized as follows: two synchronized robots explore the inlet and the outlet tube-sheets, and they are fitted with cups allowing them to isolate a portion of the tube-sheet. The portion of tube-sheet includes a number of tubes: when these tubes are effectively isolated, a flow of cleaning solution and/or biofouling suppressor is fed to the tubes. The cleaning solution and other chemicals are then recovered and sent to the waste disposal treatment. Before restoring the normal operation for the isolated tubes, a flow of clean water is established and sent to waste treatment in order to leave the tubes clean of any chemical. If during this operation a significant leakage of working fluid is identified (e.g., by water pH measurement in the separate flow of the isolated tubes), a suitable means for plugging the faulty tubes should be provided.

The combination of robotized maintenance and the adoption of an environmentally favorable (zero ozone depletion potential (ODP) and very low GWP) working fluid, like ammonia, can guarantee, in the authors' opinion, environmentally safe operation.

3 OTEC Plant Optimization

Due to the limited available thermal gradient, plant optimization is crucial for OTEC plants: actually, being that the number of the

[3]The same happens for the condensation process, occurring at different temperatures, i.e., at different pressure levels.

Downloaded From: http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/ on 03/17/2015 Terms of Use: http://asme.org/terms

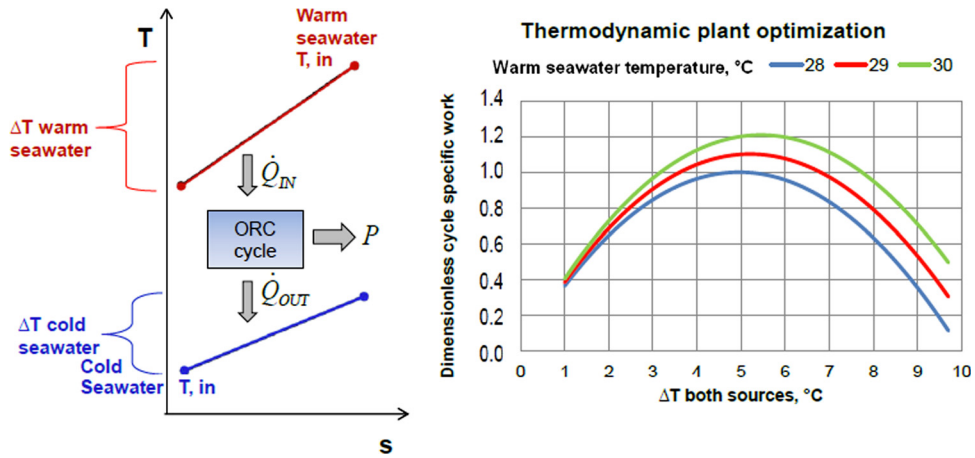


Fig. 2 Optimization process

involved variables is large, this optimization is a complex multivariable optimization problem. A thorough optimization should lead to an optimized technical-economic solution, whereby, if the electric energy is the only valuable product, the objective function is the unit cost of the electric energy produced (€/kWh). Several studies focus on the OTEC plant optimization process with different degrees of generality and several possible plant configurations and/or useful products: Ref. [18], though dating back to the 1990 s, provides a fundamental treatment of this topic.

The plant parameters, which have the most relevant effect on the plant performance and economics, are the following:

— seawater velocities: they influence the pipe pressure drops and therefore the pumping power consumption as well as the seawater pipe diameter
— temperature at the discharge of warm and cold seawater mass flows: they influence the thermal power transfer and the temperature span available for the ORC
— minimum temperature difference in the heat exchangers: they influence both the heat exchangers' surface (and therefore cost) and the actual temperature difference available for power conversion

Considering that heat exchangers' cost represents one of the most expensive items, a commonly used simplified objective function is the ratio of heat transfer surface to net plant power (Uehara and Ikegami [18] and Moore and Martin [19]). A similar approach is used also by Yeh, et al. [20].

The thorough technoeconomic plant optimization is beyond the scope of this work, which is focused on the configuration of the system. Results of previous research work available in literature will be therefore used as input to a simpler thermodynamic optimization process aimed at calculating optimized values for the most important operating parameters consistently with the technical solution herein proposed. From a thermodynamic point of view, the optimization of the OTEC process can be regarded as the problem of determining the cycle providing the highest specific work given the variable temperature heat source and sink (Fig. 2, left); it is therefore similar to the classical cycle-optimization problem in heat recovery applications. Typically, renewable technologies are characterized by the absence of the fuel cost item: for OTEC plants, however, the heat source and sink, i.e., the seawater flows, feature a very high energy cost, which is represented by the pumping power required to make the seawater flows available at the inlet of the power station. Usually, the cold seawater flow has therefore a much higher cost than the warm flow, because the cold water pipe is very long if compared to the warm pipe and the related pressure drop is therefore higher. In the frame of the present study, in order to minimize the auxiliary power consumption, a soft, flexible cold water pipe was assumed, so that its size can be increased and the pressure drop can be kept at a low value. For the present optimization procedure, a pressure drop value equal for the cold and warm pipes was assumed, so that both flows entail the same intrinsic energy value. As a consequence, in the optimization process, it can be assumed that the optimized temperature difference between inlet and outlet ($\Delta T_{\text{inlet-outlet}}$) of warm and cold seawater flows is the same. For a preliminary thermodynamic optimization, the ammonia cycle can be reasonably assimilated to an ideal Carnot cycle: at the temperatures of interest for the OTEC plants, the heat required for the liquid preheating can be neglected and the heat introduction can be approximated to an isothermal process.

The temperature span available for this ideal cycle is therefore

$$\Delta T_{\text{cycle}} = T_{w,\text{in}} - T_{c,\text{in}} - \Delta T_{\text{warm}} - \Delta T_{\text{cold}} - \Delta T_{\text{min,evap}} - \Delta T_{\text{min,cond}}$$

At this point, assuming a fixed seawater mass flow and with a few further numerical assumptions (outlined in Table 1), the optimization process can be easily conducted. The aim is that of finding the common inlet and outlet temperature difference of the seawater flows providing the highest net plant power.

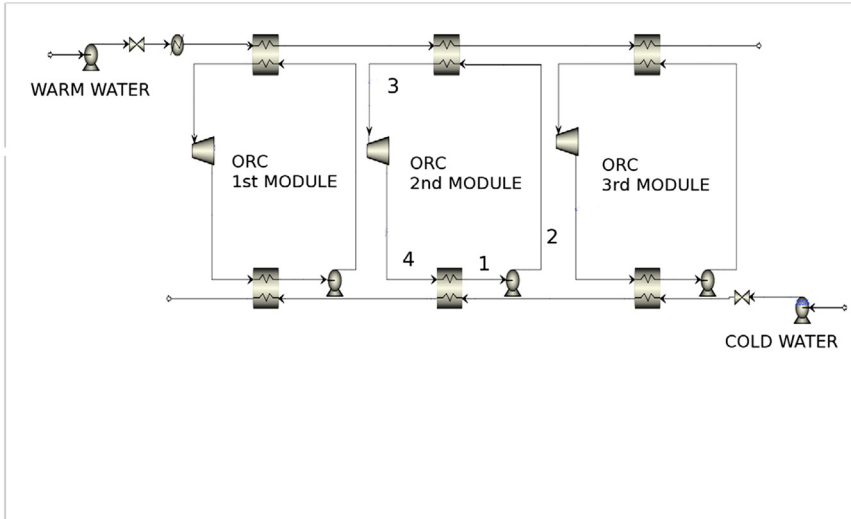
With reference to the values in Table 1, the following remarks hold: the cold seawater temperature is characteristic for a depth of about 1000 m, while the warm seawater temperature is representative for the equatorial-tropical belt; the seawater properties used in the calculation are derived from Sharqawy et al. [21]; the assumed value of the minimum temperature difference is reasonable in the authors' opinion according to current practice, though Yamada et al. [22] suggest a value of 1 °C; and the pressure drop is compatible with the adoption of large flexible CWP and with possible seawater velocities comprised in the range of 0.7–2 m/s, which is the optimized range suggested in the literature. Using Table 1 values and recalling that

$$P_{\text{plant,net}} = P_{\text{cycle}} - P_{\text{cold seawater pump}} - P_{\text{warm seawater pump}}$$

Table 1 Basic assumptions

Seawater temperature at plant inlet, warm	°C	28
Seawater temperature at plant inlet, cold	°C	4
Seawater specific heat, warm	J/kgK	4000
Seawater specific heat, cold	J/kgK	3995
Minimum temperature difference in heat exchangers	°C	2
Pressure drop in cold seawater pipe	bar	0.3
Pressure drop in warm seawater pipe	bar	0.3
Hydraulic efficiency of seawater pump		0.85
Global efficiency of seawater pump		0.8

Downloaded From: http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/ on 03/17/2015 Terms of Use: http://asme.org/terms



Seawater flows

	T, inlet (°)	T, outlet (°C)	m (kg/s)
warm water	28.0	22.9	1 .04
cold water	4.0	9.0	1.02

NH_3 ORC modules

	m_{NH3} (kg/s)	Tev (°C)	Pev (bar)	Tcon (°C)	Pcon (bar)
1st	0.005	24.4	9.84	11.0	6.36
2nd	0.005	22.8	9.37	9.3	6.00
3rd	0.005	21.1	8.88	7.5	5.65

Fig. 3 Multiple ORC plant: three-level scheme

the net plant power can be evaluated (note that, up to this point in the analysis, plant size is not considered).

For the sake of simplicity, optimization results, shown in the right panel of Fig. 2, are given as dimensionless values by evaluating the ratio of the current net plant power to the ratio of the optimized net plant power. If the warm seawater temperature is 28 °C, the optimum point corresponds to a seawater inlet–outlet temperature difference of 5 °C. A sensitivity analysis, not reported in the figure, showed that if the minimum temperature difference in the heat exchanger is lower, the optimized seawater inlet–outlet temperature difference becomes higher (if $\Delta T_{min} = 1$, then $\Delta T_{inlet\text{-}outlet,optimized} = 5.5$ and, conversely, if $\Delta T_{min} = 3$, then $\Delta T_{inlet\text{-}outlet,optimized} = 4.5$). Two more curves are drawn in the picture: they represent the reference case for a hypothetic hybrid solar OTEC plant. If the warm seawater temperature at plant inlet is increased, due to supplementary warming from the solar section, the optimized $\Delta T_{inlet\text{-}outlet}$ value is also somewhat higher.

4 OTEC Plant Performance

Maintaining the assumptions of Table 1 and on the basis of the work illustrated in Sec. 3, i.e., assuming for both seawater flows a common $\Delta T_{inlet\text{-}outlet,}$ of 5 °C, calculations were performed by means of a commercial process simulator [23] in order to evaluate the performance of the ORC section with different numbers of ORC modules (1, 2, or 3—see Fig. 3 for cycle arrangement in this last case). According to this plant scheme, phase change processes, i.e., evaporation and condensation, occur at different pressures (values are reported in Fig. 3). The performance was calculated at fixed pump and turbine efficiency (Table 2) and is presented in Table 3.

Table 2 ORC turbomachinery efficiencies

$\eta_{hydraulic,pump}$	0.80	$\eta_{isoentropic,turbine}$	0.89
$\eta_{mechanical,pump}$	0.96	$\eta_{mechanical,turbine}$	0.97
$\eta_{electrical,pump}$	0.98	$\eta_{electrical,turbine}$	0.995

Results are presented in Table 3 as specific work and conventionally referred to the unit mass flow of warm seawater; a substantial specific work increase (+21.6%) is possible when upgrading the plant from one evaporation level to two evaporation levels and still a 5.7% increase is possible when upgrading the plant to three evaporation levels (which corresponds to an increase of 28.5% with reference to the single-level case).

Net plant performance was estimated by subtracting the seawater pumping consumption, assuming as a reference case a 5-MWe gross-power capacity, single-level, OTEC plant; results are presented in Table 4. It can be observed that the performance gain related to the multilevel configuration, though slightly reduced because of increased pumping power (caused by the increased pressure drop related to the sequence of heat exchangers[4]) still holds, with a gain of 19.14% for the two-level scheme compared to single-level scheme and 5.5% for three-level scheme compared to the two-level scheme, which also corresponds to a gain of

[4]Heat exchanger pressure drop is evaluated during heat exchanger sizing procedure, in the next paragraph.

Downloaded From: http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/ on 03/17/2015 Terms of Use: http://asme.org/terms

Table 3 ORC section performance

Number of ORC modules	1	2	3
ORC section, specific work, J/kg	588.9	716.0	756.7
Increase, %	—	+21.6	+5.7

Table 4 OTEC plant performance

Number of ORC modules		1	2	3
ORC power	MW	5.000	6.079	6.425
Cycle efficiency, first law		0.031	0.037	0.039
Cycle efficiency, second law		0.452	0.556	0.594
Warm seawater, mass flow	kg/s	8491	8491	8491
Cold seawater, mass flow	kg/s	8242	8186	8168
Pumping power, warm seawater	MW	0.495	0.574	0.606
Pumping power, cold seawater	MW	0.418	0.450	0.468
Net plant power	MW	4.087	5.054	5.351
Increase, %		—	19.14	5.55
Net plant efficiency, first law		0.024	0.030	0.032

roughly 30% from the single to triple level). The first-law efficiency is 0.039 for the cycle and 0.032 for the plant.

5 Heat Exchanger Selection and Sizing

Heat exchangers commonly suggested for OTEC plant are either of the shell and tube or plate type (plate type is recommended by Japanese researchers, including Uehara [7]), and are made of corrosion-resistant material. In the present work, plain, thin-tube heat exchangers made of titanium are considered; moreover, every module of a multilevel scheme will have identical evaporators and identical condensers. As a first attempt, the heat exchanger sizing is performed for each of the multilevel schemes by assuming CP grade 2 titanium tubes with the following technical features:

— outlet diameter: 19 mm
— tube thickness: 0.4 mm

Heat transfer coefficients were estimated by proper correlations (falling film condensation heat transfer models for horizontal tube arrays by Thome [24], Rohsenow pool boiling correlation [25], and Dittus–Boelter correlation [26]), and heat exchange surfaces were afterwards evaluated as well as the required titanium quantity. Titanium is considered as a rather expensive material; nevertheless, its price presented a relevant market value variation recently. In order to estimate heat exchanger costs, two different values were considered:

— maximum titanium cost: 70 €/kg
— minimum titanium cost: 40 €/kg

With these values, the fraction of plant cost to be ascribed to the heat exchangers can be evaluated.

As an improvement of this basic solution, for the three-level case, the sizing was re-evaluated by assuming a nonstandard, plain, thin, titanium tube with the following technical features:

— outlet diameter: 9 mm
— tube thickness: 0.2 mm

In this case, being that the high pressure fluid, i.e., ammonia, is at the shell-side, for the sake of safety, the tube was checked against collapse by calculating the critical pressure with the following correlation:

$$p_c = \frac{2E}{1-\nu^2}\left(\frac{t}{d}\right)^3$$

where E and ν are, respectively, the Young's modulus and the Poisson coefficient of titanium, while t and d are, respectively, the tube thickness and diameter.

Table 5 Heat exchangers sizing

Number of ORC modules		1	2	3	4
Tube		Standard	Standard	Standard	Thin
Net plant power	kW	4088	5054	5351	5328
Titanium required	kg	64,668	89,211	99,940	45,211
Specific Ti requirement	kg/kW	15.82	17.65	18.68	8.49
Specific material cost, min	€/kW	633	706	747	339
Specific material cost, max	€/kW	1107	1236	1307	594

Results (Table 5) show that, with thin tubes, the required titanium quantity is less than half the amount needed for the heat exchangers of the reference case, and the corresponding specific cost may lead to a total plant cost that is competitive with respect to many other conversion technologies for renewable energy sources.

6 Hybrid Solar OTEC Plant Performance

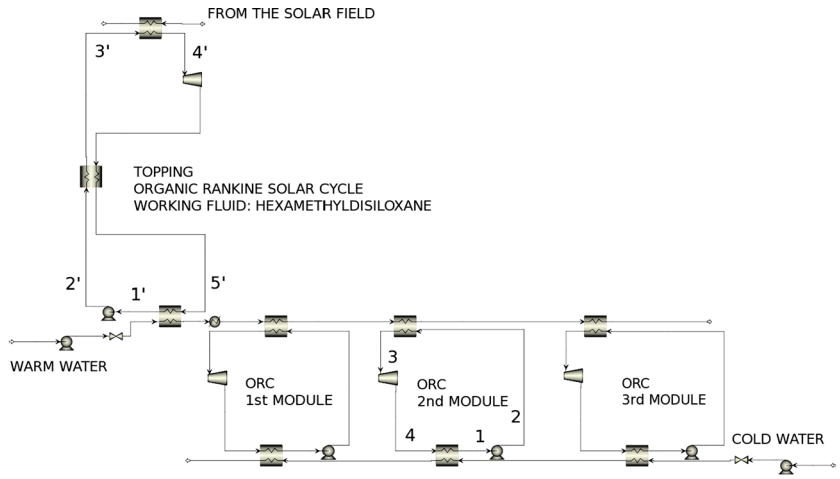
To complete the analysis about OTEC power plant configurations, it is investigated whether the addition of a topping solar section could reasonably promote the diffusion of this technology.

Few studies about hybrid OTEC solar plants can be found in the literature: as a matter of fact, sites which are favored for OTEC plants are as well suitable for solar plants and the limited temperature span, peculiar of OTEC plants, can be easily increased by means of solar energy. However, two major concerns arise. The first concern regards the plant location: the area required for the solar collectors is always very large with respect to the area required for the energy conversion plant, and this excludes the possibility of a floating plant location. This fact suggests therefore inland installation, possibly near a town or village with considerable daytime electricity demand. The second concern is related to plant configuration and daytime operation: solar energy use is commonly suggested in order to directly increase the ORC working fluid temperature (at turbine inlet) or warm seawater temperature [22,27]. This first option, as stressed by Yamada et al. [22], has the disadvantage of requiring high pressure and corrosion-resistant material for the solar collectors; the warming of seawater flow could be preferable, but, nevertheless, it is not considered in this study. The plant scheme proposed here entails the idea that solar energy may be more profitably exploited at a higher temperature; therefore, an additional topping ORC section is added to the plant, so that the warm seawater receives heat by means of heat rejection from the solar-powered topping cycle. The process flow diagram is sketched in Fig. 4; the hybrid plant works therefore with two heat sources, the sun and the warm seawater, and one cold source, i.e., the cold seawater. The heat rejection from the topping cycle to the bottoming multilevel cycle is an internal heat transfer, and it is crucial for the plant sizing. A pure thermodynamic optimization process, aimed at defining the temperature increase of the warm seawater prior to entering the ORC section, though conducted, was disregarded. Such optimization results in the high-thermodynamic quality topping cycle prevailing on the bottoming, multilevel cycle in terms of converted power, which was deemed unsuitable for the present study focused on OTEC technology.

It was therefore decided to size the bottoming ORC section based on nighttime operating conditions and the topping ORC section so as to have roughly the same power of the bottoming section, which corresponds to an increase of about 1 °C for the warm seawater at the bottoming ORC section.

In the solar section, the adoption of common low-cost solar collectors, operating with pressurized water in the range 100–200 °C is assumed: this could be representative of a wide category of solar collectors (standard parabolic trough, simple Fresnel collector, or nonfocusing evacuated tube collectors). A regenerative and saturated cycle configuration is selected for the topping ORC power

Downloaded From: http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/ on 03/17/2015 Terms of Use: http://asme.org/terms



Seawater flows

	T, inlet (°)	T, outlet (°C)	m (kg/s)
warm water	28.8	23.3	1 .04
cold water	4.0	9.0	0.99

NH_3 ORC modules

	m (kg/s)	Tev(°C)	Pev (bar)	Tcon (°C)	Pcon(bar)
1st	0.007	25.3	10.12	11.0	6.36
2nd	0.006	23.4	9.56	9.4	6.02
3rd	0.006	21.5	9.00	7.7	5.69

MM ORC module

m (kg/s)	Tev(°C)	Pev (bar)	Tcon (°C)	Pcon(bar)
0.016	137.8	2.60	33.8	0.09

Fig. 4 Hybrid solar OTEC plant

Table 6 Hybrid plant performance

		Night	Day	
Number of ORC modules		3	3	Var, %
Bottoming ORC power (total)	MW	6.43	7.01	9.12
Pumping power, warm seawater	MW	0.61	0.71	16.29
Pumping power, cold seawater	MW	0.47	0.47	0.00
Topping solar ORC power		—	7.34	
Net plant power	MW	5.35	13.18	146.29

plant and the selected working fluid is a siloxane (MM), but ammonia could be employed as well, together with a number of other fluids. The minimum temperature differences in the heat exchangers are as follows:

— minimum temperature difference in the evaporator equal to 5 °C
— minimum temperature difference in the condenser equal to 5 °C
— minimum temperature difference in the regenerator equal to 10 °C

The hybrid OTEC plant performance, evaluated during daytime operation, was calculated with the bottoming section in off-design conditions, i.e., by imposing a fixed UA value. Results are shown in Table 6. With the sun contribution, the total net plant power is almost triple: a 9% increase comes from the bottoming multilevel section, which receives a warmer seawater, and the rest from the topping solar section. The suggested plant scheme does not cause crucial off-design condition to the bottoming section: the source temperature increase is limited and divided between the three ORC modules.

7 Conclusions

OTEC represents a high-potential clean technology, which is nowadays hindered by the high investment cost, but that could be successfully developed if and when increasing energy prices will make it profitable. This paper presents a solution based on the adoption of multiple ORC power modules in series; solutions to specific technical problems are also outlined.

It has been shown that the adoption of multiple ORC modules, which results in multiple evaporation and condensation levels, can significantly increase the net power output (i.e., after taking into account the increased seawater pumping power consumption caused by the increased number of heat exchangers): a gain around 19% is possible when upgrading the plant from one evaporation/condensation level to two evaporation/condensation levels, and a 5.5% increase is possible when upgrading the plant to three evaporation/condensation levels (which corresponds to an

Downloaded From: http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/ on 03/17/2015 Terms of Use: http://asme.org/terms

increase of roughly 30% with reference to the conventional single-level plant case). The global cycle efficiency attains 0.039, whereas net plant efficiency is 0.032 in the three-level case.

The preliminary heat exchanger sizing has shown that the adoption of heat exchangers with tubes smaller and thinner than conventional tubes can significantly reduce the amount of required material and, therefore, the heat exchanger cost above all when expensive, corrosion-resistant materials are required.

Moreover, this study considered the advantage in terms of daytime power capacity of adding a topping solar ORC section to the multilevel OTEC system. Simulation results show that the power produced could almost triple, with no critical off-design constraints for the bottom ORC section and with profitable operation for the solar section, which would not need a dedicated condenser.

Finally, as a side remark, in the authors' opinion, the combination of robotized maintenance and the adoption of an environmentally favorable working fluid, like ammonia, can guarantee an environmentally safe operation.

Nomenclature

A = heat exchanger surface
CWP = cold water pipe
d = tube diameter
E = Young's modulus
FRP = fiberglass reinforced plastic
GWP = global warming potential
HDPE = high-density polyethylene
ODP = ozone depletion potential
ORC = organic Rankine cycle
OTEC = ocean thermal energy conversion
p = pressure
t = tube thickness
T = temperature
ΔT = temperature difference
U = global heat transfer coefficient
ν = Poisson coefficient

References

[1] "Special Report on Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation," IPCC, 2011, http://srren.ipcc-wg3.de/
[2] IEA, 2009, "Ocean Energy: Global Technology Development Status," IEA-OES Document No. T0104.
[3] Bhuyan, G. S., 2008, "Harnessing the Power of the Oceans," IEA Open Energy Technology Bulletin, 52, available at: http://www.iea.org/impagr/cip/pdf/Issue52GBhuyanArticle.pdf
[4] Nihous, G. C., 2010, "Mapping Available Ocean Thermal Energy Conversion Resources Around the Main Hawaiian Islands With State-of-the-Art Tools," J. Renewable Sustainable Energy, **2**, p. 043104.
[5] Vega, L. A., 2002, "Ocean Thermal Energy Conversion Primer," Mar. Technol. Soc. J., **6**(4), pp. 25–35.
[6] Ravindran, M., 2000, "The Indian 1 MW Floating OTEC Plant—An Overview," IOA Newsletter, **11** (2), available at: http://www.clubdesargonautes.org/otec/vol/vol11-2-1.htm
[7] Kobayashi, H., Jitsuhara, S., and Uehara, H., 2001, "The Present Status and Features of OTEC and Recent Aspects of Thermal Energy Conversion Technologies," 24th Meeting of the UJNR Marine Facilities Panel, Honolulu, HI, November 4–12.
[8] Renewable Energy Policy Network for the 21st Century, 2010, "Renewables 2010 Global Status Report," REN21, http://www.ren21.net/REN21Activities/Publications/GlobalStatusReport/GSR2010
[9] Leggio, S., 2011, "Stato dell'arte degli impianti OTEC," B.S. thesis, University of Milan, Milan, Italy (in Italian).
[10] Angelino, G., and Colonna, P., 1998, "Multicomponent Working Fluids for Organic Rankine Cycles (ORCs)," Energy, **23**, pp. 449–463.
[11] Bombarda, P., Invernizzi, C., and Pietra C., 2010, "Heat Recovery From Diesel Engines: A Thermodynamic Comparison Between Kalina and ORC Cycles," Appl. Thermal Eng., **30**, pp. 212–219.
[12] Bejan, A., and Kraus, A. D., 2003, *Heat Transfer Handbook*, Wiley, Hoboken, NJ, Chap. 9.12.
[13] Goto, S., Motoshima, Y., Sugi, T., Yasunaga, T., Ikegami, Y., and Nakamura, M., 2011, "Construction of Simulation Model for OTEC Plant Using Uehara Cycle," Electr. Eng. Jpn., **176**(2), pp. 1–13.
[14] Hjartarson, H., Maack, R., and Johannesson, S., 2005, "Húsavik Energy Multiple Use of Geothermal Energy," GHC Bull., **26** (2), pp. 7–13.
[15] Herzberger, P., Kolbel, T., and Munch, W., 2009, "Geothermal Resources in the German Basins," GRC Trans., **33**, pp. 395–398.
[16] Bharathan, D., 2011, "Staging Rankine Cycles Using Ammonia for OTEC Power Production," U.S. National Renewable Energy Laboratory (NREL), Technical Report No. NREL/TP-5500-49121.
[17] Zhang, H., Wang, Y., Peng, J., and Sun, W., 2009, "The Design and Control on Intelligent Underwater Cleaning Robot for Power Plant Condenser," Int. J., Model., Identif. Control, **7**(4), pp. 392–397.
[18] Uehara, H., and Ikegami, Y., 1990, "Optimization of a Closed Cycle OTEC System," ASME J. Sol. Energy Eng., **112**, pp. 247–256.
[19] Moore, F. P., and Martin, L. L., 2008, "A Nonlinear Nonconvex Minimum Total Heat Transfer Area Formulation for Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) Systems," Appl. Thermal Eng., **28**, pp. 1015–1021.
[20] Yeh, R., Su, T., and Yang, M., 2005, "Maximum Output of an OTEC Power Plant," Ocean Eng., **32**, pp. 685–700.
[21] Sharqawy, M. H., Lienhard, J. H., and Syed, M. Z., 2010, "Thermophysical Properties of Seawater: A Review of Existing Correlation and Data," Desalination Water Treat., **16**, pp. 354–380.
[22] Yamada, N., Hoshi, A., and Ikegami Y., 2009, "Performance Simulation of Solar-Boosted Ocean Thermal Energy Conversion Plant," Renewable Energy, **34**(7), pp. 1752–1758.
[23] ASPEN PLUS, Version 2006.5, AspenTech, Burlington, MA.
[24] Thome, J. R., 2004, *Engineering Databook III*, Wolverine Tube Inc., Decatur, AL, Chap. 7, available at: http://www.wlv.com/products/thermal-management-databooks.html
[25] Thome, J. R., 2004, *Engineering Databook III*, Wolverine Tube Inc., Decatur, AL, Chap. 9, available at: http://www.wlv.com/products/thermal-management-databooks.html
[26] Incropera, F. P., and De Witt, D. P., 1990, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Wiley, New York, Chap. 8.
[27] Wang, T., Ding, L., Gu, C., and Yang, B., 2008, "Performance Analysis and Improvement for CC-OTEC System," J. Mech. Sci. Technol., **22**, pp. 1977–1983.

Downloaded From: http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/ on 03/17/2015 Terms of Use: http://asme.org/terms

Wege zur Nachhaltigen Energieversorgung – Herausforderungen an Speicher und thermische Kraftwerke

Günther Brauner

Technische Universität Wien, Institut für Energiesysteme und Elektrische Antriebe, Gusshausstrasse 25/370-1, 1040 Wien, +43 1 58801 370110, brauner@ea.tuwien.ac.at, www.ea.tuwien.ac.at

Kurzfassung: Die nachhaltige Entwicklung der elektrischen Energieversorgung führt zu einem raschen Ausbau der erneuerbaren Energien (EE). Windenergie und Photovoltaik haben hierbei die größten Wachstumsraten. Durch ihren Leistungsorientierung und ihren volatilen Charakter in der Erzeugung benötigen sie einen starken Ausbau der Netze und der Speicher. Die Speicher werden bis 2020 in Europa in ihren Leistungen verdoppelt, im Verhältnis zum Ausbau der EE halbiert sich aber ihre Wirksamkeit. Die thermischen Kraftwerke müssen daher zukünftig vermehrt für die Bereitstellung von Ausgleichsenergie eingesetzt werden. Hierfür müssen sie häufiger An- und Abgefahren, bei niedrigerer Mindestlast einsetzbar sein und höhere Gradienten aufbringen können.

Keywords: nachhaltige Energieversorgung, Speicher, thermische Kraftwerke, Flexibilisierung

1 Der europäische SET-Plan und die Nationalen Energie Aktions-Pläne

Der Klimaschutz und die Europäische Energiepolitik fordern, den Anteil der erneuerbaren Energien (EE) in der Endnutzung in den nächsten Jahren stark zu erhöhen [1]-[4]. Österreich hat durch seinen bereits heute hohen Anteil an Wasserkraft in der Elektrizitätserzeugung relativ leicht – es muss seinen Anteil von 60% auf 71,4% erhöhen. Dramatische Auswirkungen hat die EU-Direktive für Staaten mit bisher nur geringem Potenzial. Deutschland möchte z.B. bis 2020 auf einen Anteil von 40% und bis 2050 auf 80% EE in der Elektrizitätsversorgung kommen. Tab. 1 zeigt die Ziele einiger ausgewählter europäischer Staaten entsprechend dem SET-Plan bis zum Jahr 2020.

2 Auswirkungen der Nachhaltigen Erzeugung auf die Erzeugungsstruktur

In einem Simulationsmodell für Deutschland [2] wurden mit mehrjährigen Zeitreihen des Dargebots von Sonnen- und Windenergie und mit Ausbauszenarien für Onshore-, Offshore-Windenergie und Photovoltaik, sowie Biomasse, Wasserkraft und Geothermie die Auswirkungen insbesondere auf die thermischen Kraftwerke, aber auch auf die

Ausbauerfordernisse der Pumpspeicher, der Netze und der neuen Anforderungen an die Netzregelung untersucht.

Land	Hydro	Geoth.	PV	CSP	Wind	Biomasse	Erneuerbare-Elektrizität
Österreich	56,8%	0,0%	0,4%	0,0%	6,5%	6,9%	70,6%
Frankreich	13,1%	0,1%	1,1%	0,2%	10,6%	3,1%	27,6%
Deutschland	3,6%	0,3%	7,4%	0,0%	18,6%	8,8%	38,6%
Italien	11,5%	1,8%	2,6%	0,5%	5,5%	5,1%	26,4%
Großbritannien	1,7%	0,0%	0,6%	0,0%	20,8%	6,9%	31,0%
Total EU-27	11,4%	0,3%	2,6%	0,6%	15,1%	6,4%	36,71%
Gesamtleistung	136 GW		80 GW		180 GW		

Tabelle 1 Anteil der EE-Technologien an der Bereitstellung der elektrischen Jahresenergie in Europa bis 2020 (NREAP [1])

Erneuerbare Energiequellen wie Wasserkraft, Geothermie und Biomasse zeigen nur geringe Fluktuationen und haben hohe Volllaststundenzahlen im Bereich von 4.500 bis 8.000 h/a. Aus der Sicht des Netzbetriebes ist dies günstig, da der Einsatz einfacher prognostizierbar und längerfristig planbar ist. Windenergie im Offshore-Bereich hat etwa 3.500 bis 4.500 Volllaststunden und hat daher ebenfalls ein günstigeres Verhalten, es sind aber stetige Leistungsänderungen infolge der atmosphärischen Druckgradienten möglich, wodurch ihre Ausgangsleistung zeitlich variabel ist. Onshore-Windenergie habt mit etwa 1.800 bis 2.300 h/a und Photovoltaik (PV) mit etwa 800 bis 1300 h/a deutlich größere Fluktuationen und benötigen einen höheren Anteil an Ausgleichsenergie zur Bilanzierung der Day-Ahead-Prognosefehler. Ein hoher Anteil dieser zuletzt genannten erneuerbaren Quellen führt zu einem deutlich stärker fluktuierenden Erzeugungsbetrieb.

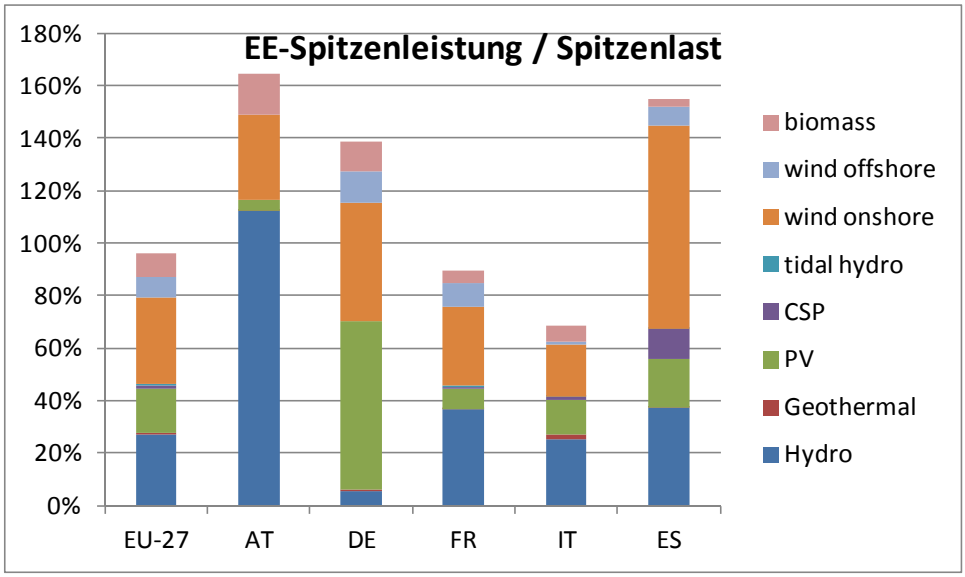


Abb. 1 Leistung der erneuerbaren Energieaufbringung im Vergleich zur Spitzenlast bis 2020 [NREAP [1]]

Abb. 1 zeigt für die Europäische Union (EU-27) und einige ausgewählte Mitgliedsländer die im National Renewable Energy Action Plan (NREAP) [1] bis zum Jahr 2020 definierten Ziele der nachhaltigen Entwicklung.

Österreich hat einen hohen Anteil an Wasserkraft, wodurch die Anteile von Windenergie und PV eine geringere Auswirkungen auf den Netzbetrieb haben. Deutschland und Spanien haben hohe Anteile an Windenergie und PV in ihren Energiesystemen. In Abb. 2 sind diese Leistungsanteile einschließlich der konzentrierende Solarkollektoren für Elektrizitätserzeugung (CSP Concentrated Solar Power) dargestellt. Diese übersteigen zwar die Spitzenlast, aber die gleichzeitige PV-Erzeugung liegt bei höchstens 80% und ähnliches gilt für die Windenergie. Weiterhin besteht nur eine gering Korrelation zwischen Wind- und PV-Erzeugung. Immerhin können aber diese Energiequellen bis 2020 zeitweilig in die Nähe der Spitzenlast kommen, wodurch alle konventionellen Kraftwerke verdrängt werden.

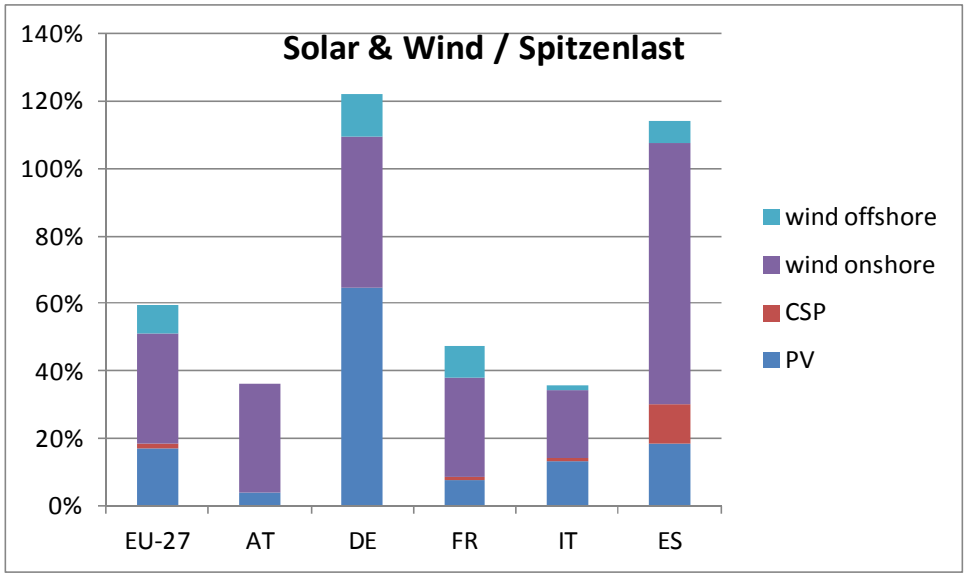


Abb. 2 Anteil der Wind- , PV- und CSP-Leistung an der elektrischen Energieaufbringung im Vergleich zur Spitzenlast

Um mit einer erneuerbaren Energiequelle eine vorgegebene Jahresenergie aufbringen zu können, müssen sich die zu installierenden Leistungen umgekehrt zu den Volllaststunden verhalten. Mit Laufwasserkraftwerken von 4.500 h/a als Referenz ergeben sich daher für Windenergie von 2.000 h/a die 2,25-fache Installationsleistung und für PV bei 1.000 h/a die 4,5-fache Leistung. Die Windenergie wird im Wesentlichen an die 110-kV- und 380-kV-Übertragungsnetze angebunden und erfordert hier erhebliche Netzverstärkungen bzw. den Neubau von Freileitungen. Hierdurch wird ein überregionaler Energieaustausch möglich, wodurch sich die unterschiedlichen regionalen Fluktuationen der Windenergie teilweise ausgleichen und der Bedarf an Ausgleichsenergie aus Pumpspeichern oder von thermischen Kraftwerken vermindert wird.

Die Photovoltaik wird zukünftig im Wesentlichen auf den Dachflächen und an den Fassaden von Gebäuden installiert. Landinstallationen in PV-Parks sind wegen des Landschaftsverbrauchs und der Verminderung der Agrar- oder Waldflächen bereits in einigen Ländern untersagt. Die PV wird daher fast ausschließlich auf und an Gebäuden installiert und speist in die vorhandenen Niederspannungs-Verteilungsnetze ein, wodurch die zulässigen Einspeiseleistungen entsprechend dem bereits vorhandenen Netzkapazitäten auf etwa 3 bis 5 kW pro Haushalt beschränkt sind. Da der Sonnenaufgang in Deutschland oder Österreich von Ost nach West innerhalb etwa einer halben Stunde erfolgt, sind an klaren Tagen daher alle PV-Anlagen gleichzeitig aktiviert und es entstehen einerseits hohe Leistungsgradienten, andererseits können die Niederspannungsnetze zur Mittagszeit hoch belastet werden. Die Zeiträume der Überlastung von Niederspannungsnetzen liegt aber im Bereich von 100 bis 200 h/a.

Da in den Niederspannungsnetzen etwa 80% aller Netzinvestitionen gebunden sind, lohnt es sich nicht, hierfür die Niederspannungsnetze auszubauen. Zwei Energiestrategien sind daher zukünftig für das Niederspannungsnetz von Bedeutung

- Vorübergehende Abschaltung von PV-Anlagen im Niederspannungsnetz, um Netzüberlastungen zu vermeiden.
- Dezentrale Nutzung der PV im Niederspannungsnetz, um den Transport über das Mittelspannungsnetz in das Übertragungsnetz zu vermeiden. Dies stellt aus ökologische Sicht die bessere Maßnahme dar. Folgende Nutzungsmöglichkeiten sind zukünftig möglich: gesteuertes Laden von Elektro-Mobilen, Nutzung zur Erzeugung von Heizwärme oder zur Raumkühlung durch bivalente Wärmepumpen nachladen von Warmwasserspeichern durch Widerstandsheizungen.

3 Netz und Speicher – die Engpässe der Zukunft

Die Fluktuierende Energie kann über das Netz zwar einen teilweisen gegenseitigen Ausgleich erfahren und weiterhin bei regionaler Übererzeugung auch überregionale Abnehmer finden. Damit kann aber i.A. kein vollständiger Ausgleich zu allen Zeitperioden erzielt werden.

Insbesondere durch Pumpspeicher kann die Energie zwischengespeichert werden. Die bei bedeutendem Ausbau der EE benötigten Speicher sind als Langzeitspeicher, die einen saisonalen Ausgleich ermöglichen, wirtschaftlich nicht darstellbar. Zukünftig sind vorwiegend Kurzzeitspeicher wirtschaftlich.

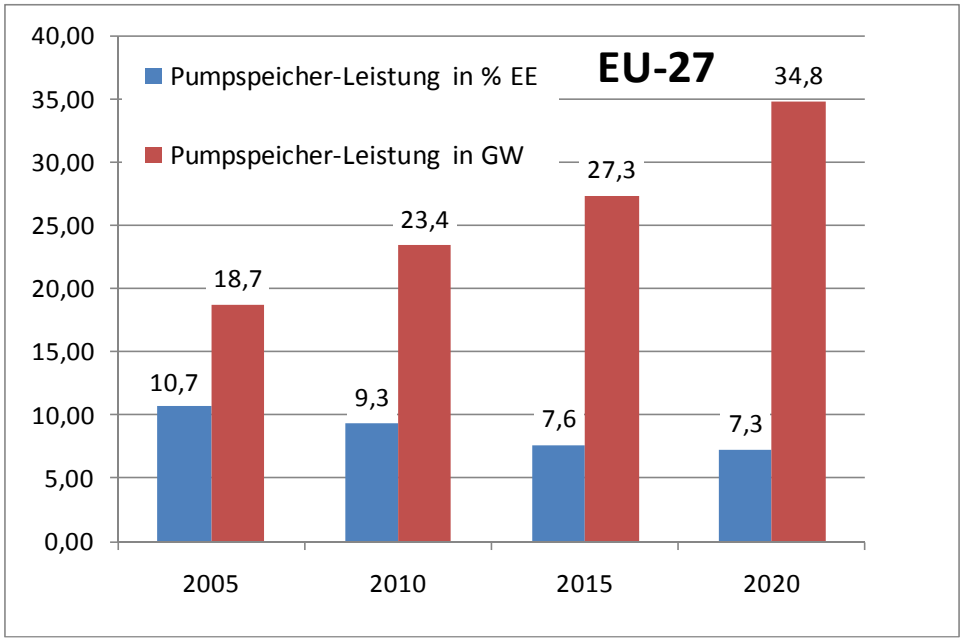


Abb. 3 Entwicklung der Pumpspeicherkapazitäten in EU-27 bis 2020 in GW und im Prozent der installierten [NREAP]

Die mittlere Zeitkonstante der Pumpspeicher, die sich aus der gespeicherten Volumenenergie und der Turbinen- bzw. Pumpleistung errechnen lässt, beträgt in Europa im Mittel etwa 7,5 bis 8 Stunden, d.h. innerhalb dieser Zeit sind alle Pumpspeicher gefüllt, bzw. entleert.

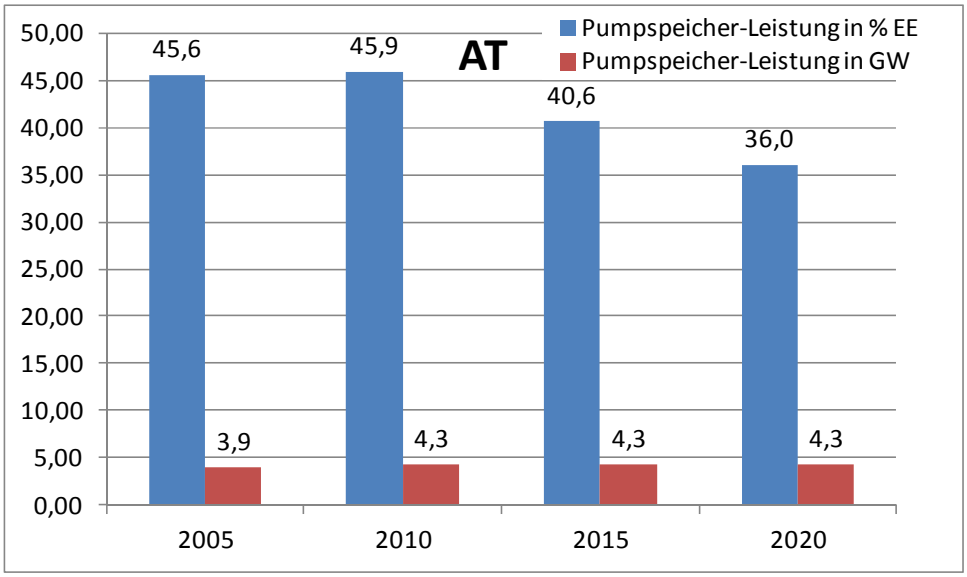


Abb. 4 Entwicklung der Pumpspeicherleistungen in Österreich bis 2020 in GW und in % der EE [NREAP]

Abb. 3 zeigt die entsprechend NREAP geplanten Pumpspeicherleistungen in EU-27 bis zum Jahr 2020. Hieraus folgt, dass sich die Leistungen zwar von 18,7 auf 34,8 GW durch Aus- und Neubau fast verdoppeln. In Relation zur insgesamt installierten EE nehmen aber die Anteile der Pumpspeicher von 10,7 auf 7,3 % ab. Dies bedeutet, dass die Pumpspeicher wesentlich langsamer wachsen können, als der Ausbau der EE. Sie werden dadurch immer stärker in ihrer Wirksamkeit für die Netzregelung und Bereitstellung von Ausgleichsenergie zurückgedrängt.

Im österreichischen Energienetz ist dieser Rückgang nicht so dramatisch, da einerseits die Wasserkraft bereits ein hohes Erzeugungsniveau aufweist und andererseits (Abb. 1) und andererseits die Stromerzeugung aus EE nur einen Anteil von etwa 7% aus Wind- und PV-Energie bis 2020 ausmachen wird. Auffällig ist, dass Österreich keinen weiteren Ausbau der Pumpspeicher im Zeitraum von 2010 bis 2020 in seinem NREAP gemeldet hat.

Insgesamt haben aber alle Regionen in Europa zukünftig das Problem zu lösen, wie sie bei längerfristigen Perioden der Über- oder Untererzeugung von erneuerbarer Energie ohne ausreichende Speicherkapazitäten auskommen können.

4 Grundlast und Flexible Kraftwerke

Da längere Perioden ohne ausreichende Wind- und Solarpotenziale möglich sind, kommen neue Herausforderungen auf die thermischen Kraftwerke zu: Die EE haben zukünftig Vorrang vor den EE und verdrängend die Grundlastkraftwerke. Bei starkem Ausbau der PV-Erzeugung müssen im Laufe des Vormittags viele Blöcke abgefahren und am Nachmittag bis zum Abend wieder angefahren werden. Grundlastkraftwerke, die über längere Perioden durchfahren, werden dann nicht mehr benötigt. Außerdem sind sehr große Leistungsgradienten möglich. In Deutschland haben Simulationsrechnungen gezeigt, dass im Jahr 2020 maximale Leistungsgradienten von bis zu 15 GW/h möglich sind. Die vorhandenen Pumpspeicherkapazitäten reichen nicht aus, um diese Anforderungen zu erfüllen. Abb. 5 zeigt, dass Stand-Alone-Gasturbinen sehr flexibel einsetzbar sind. Nachteilig ist, dass hierbei maximale Wirkungsgrade bis etwa 39% erzielbar sind. Mit Kombikraftwerken lassen sich höhere Wirkungsgrade bis etwa 60% (ohne Fernwärmeauskopplung) erzielen. Diese Kombikraftwerke aus Gas- und Dampfturbine können für höhere Flexibilität modifiziert werden. Beim morgendlichen Abfahren wird Abwärme in einen Zwischenkessel gespeichert und beim Wiederanfahren (Heißstart) der Gasturbine wird die nachgeschaltete Dampfturbine mit Heißdampf aus dem Zwischenkessel vorgewärmt (GuD flexibel). Im Vergleich muss beim Standard-GuD-Kraftwerk (GuD Standard) nach dem Hochfahren der Dampfturbine bis zum Nennpunkt abgewartet werden, bis mit deren Abhitze der Dampfkessel aufgeheizt wird und die Dampfturbine nach dem Vorwärmen gestartet werden kann (Plateau). Moderne flexible GuD-Kraftwerke können im Heißstart in etwa 30 min auf Volllast gefahren werden.

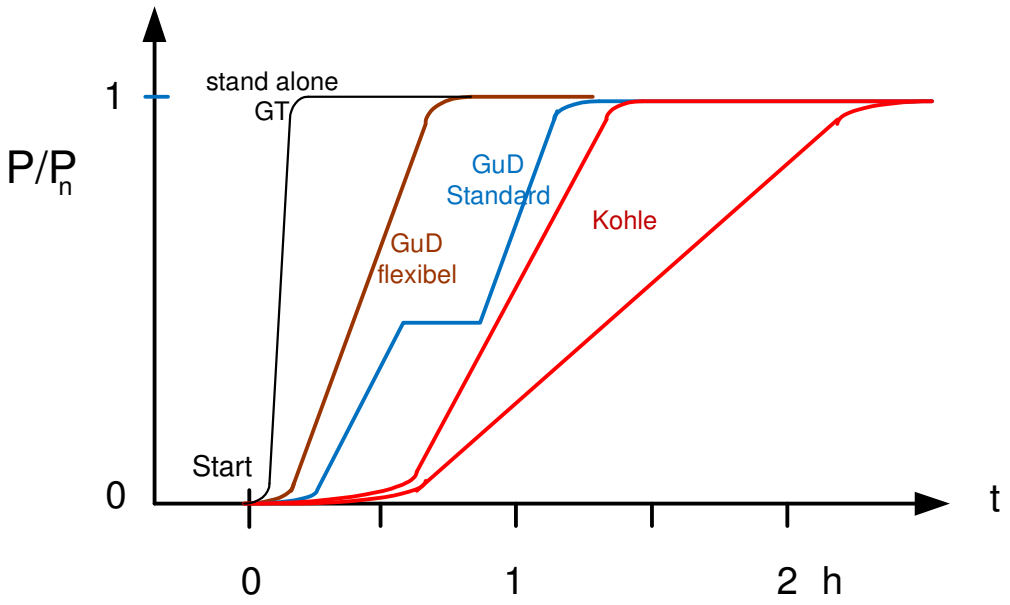


Abb. 5 Zulässige Leistungsgradienten von thermischen Kraftwerken (Prinzipdarstellung)[2]

Auch vorhandene Kombiblöcke und Kohlekraftwerke können häufiger An- und Abgefahren und mit höheren Leistungsgradienten eingesetzt werden als bisher. Allerdings bedingt dies einen erhöhten Verschleiß. Durch den Ausbau der EE haben die thermischen Kraftwerke weiterhin verminderte Volllaststunden, die in den Bereich bis 2.000 h/a liegen werden. Hierdurch vermindern sich zwar die CO2-Emissionen proportional zur Minderung der Volllaststunden. Allerdings hat dies auch wirtschaftliche Auswirkungen, die thermischen Kraftwerke sind in ihrer Wettbewerbsfähigkeit eingeschränkt, da die Investitionskosten auf wenige Volllaststunden verlagert werden müssen. Unter Berücksichtigung der Vollkosten für den Bau von neuen thermischen Kraftwerken bezogen auf das Basisjahr 2020 und unter Berücksichtigung von CO2-Zertifikatkosten von 24 €/t CO2, ergeben sich die in Abb. 6 dargestellten Erzeugungskosten. Bei den Pumpspeicherkraftwerken wurde ein Mittelwert aus Kosten bei Neubau und bei Leistungserweiterung von bestehenden Anlagen gebildet, der bei etwa 10 €ct/kWh liegt. Alle Kraftwerke wurden hier auf der Basis von 2000 Volllaststunden verglichen (Pumpspeicher 2000 h jeweils im Pump- und Turbinenbetrieb). Vergleichsweise liegen thermische Kombikraftwerke (CCPP) und Kohlekraftwerke (SPP) in der gleichen Größenordnung wie die Pumpspeicher. Sie stellen allerdings keine regenerativen Erzeugungsanlagen dar, solange es nicht aus Ökomethan aus solarem Wasserstoff gibt.

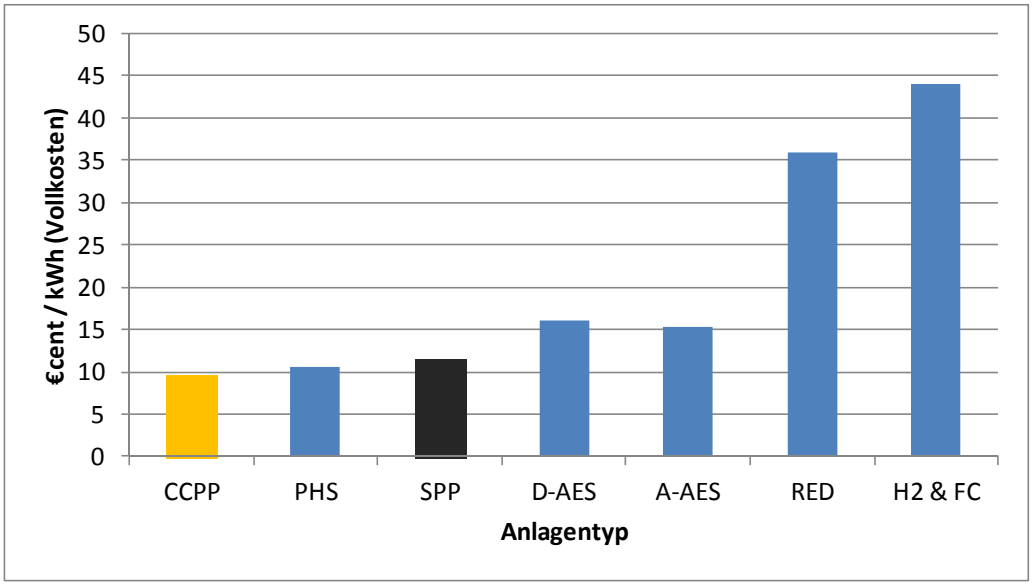


Abb. 6 Vergleich der Erzeugungskosten von Speichern [DENA NNA_2008] mit thermischen Kraftwerken [2]

Im Einzelnen bedeuten hier:

CCPP	*combined cycle power plant, natural gas fired*
PHS	*pumped hydro storage*
SPP	*steam power plant, coal fired*
D-AES	*diabatic air energy storage*
A-AES	*adiabatic air energy storage*
RED	*redox battery*
H2 & FC	*hydrogen and fuel cell*

5 Der Netzbetrieb im Übertragungsnetz der Zukunft

Die zeitweilige Verdrängung der thermischen Kraftwerke und die zu geringe verfügbare Kapazität an Pumpspeichern können zu ersthaften Problemen für den Netzbetrieb führen. Die Leistungs-Frequenz-Regelung ist derzeit auf die Schwungmassen dieser Erzeugungsanlagen angewiesen. Die regenerativen Anlagen wie PV und Wind sind vorwiegend über Leistungselektronik an das Netz angeschlossen und virtuelle Schwungmassen sind noch nicht verfügbar. Auch wenn dies durch Nachrüsten möglich wäre, so müssten diese Anlagen für eine ausreichende Regelreserve einige Prozent unter ihrer aktuellen Dargebotsleistung einspeisen.

Wenn nur ein Teil der thermischen Kraftwerke im Einsatz ist, so wirkt dies wie eine effektive Verringerung der Anlaufzeitkonstanten des Europäischen Netzes. Dies führt zu relativ höheren Frequenzgradienten im Netz und erfordert eine höhere Regelgradientenfähigkeiten der verbleibenden thermischen Kraftwerke.

In diesem Beitrag werden die Ergebnisse der Arbeitsgruppe „Flexibilisierung des thermischen Kraftwerksparks“ des VDE dargestellt [2], die seit zwei Jahren daran gearbeitet hat und deren Bericht im April 2012 erscheinen wird.

6 Literatur

[1] L.M.W. Beurskens, M. Hekkenberg: Renewable Energy Projections as Published in the National Renewable Energy Action Plans of the European Member States, ECN-E-10-069, 1. February 2011.

[2] VDE-Bericht: Flexibilisierung des thermischen Kraftwerksparks. VDE Frankfurt, erscheint voraussichtlich April 2012.

[3] Langfristszenarien und Strategien für den Ausbau der erneuerbaren Energien in Deutschland. Leitszenario 2009 . Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit.

[4] Energiestrategie Österreich. Lebensministerium und Bundesministerium für Wirtschaft, Familie und Jugend, 2011.

Wasserstoff – Das Speichermedium für erneuerbare Energie

– Eine strategische Betrachtung zur Erreichung der energiepolitischen Vorgaben der Deutschen Bundesregierung –

Detlef Stolten, Thomas Grube, Michael Weber
Forschungszentrum Jülich GmbH, 52425 Jülich, Deutschland
www.fz-juelich.de/iek/iek-3, d.stolten@fz-juelich.de

Kurzfassung: Es wird ein Energiesystem für Deutschland entworfen, das eine Reduktion des CO_2-Austoßes um 55% gegenüber 1990 erlaubt. Es basiert auf Windenergie, Elektrolyse, Wasserstoffnutzung im Straßenverkehr und der Residuallastdeckung mit Erdgaskraftwerken.

Keywords: Energiespeicher, Windenergie, Elektrolyse, Residuallast, Emission, Klimaziele

1 Einleitung

Die Energietechnik ist weltweit derzeit einem starken Wandel unterworfen. Die allgemein anerkannten Treiber dazu sind Klimawandel, Energieversorgungssicherheit, industrielle Wettbewerbsfähigkeit und lokale Emissionen. Diese Treiber sind weltweit anerkannt, wobei ihre Wertigkeit je nach Land unterschiedlich gesehen wird. Nach dem durch eine Naturkatastrophe ausgelösten Kernkraftwerksunfall in Fukushima haben sich mehrere Länder von der Kernkraft abgewandt. In Deutschland hat dieses zu einem breiten politischen Konsens aller Parteien gegen weitere Kernkraftnutzung geführt. Gleichzeitig sollen die Emissionen der Klimagase weiter reduziert werden. Bezogen auf 1990 wird eine Reduktion der Treibhausgasemissionen von 40 % bis 2020, 55 % bis 2030, 70 % bis 2040 und 80-95 % bis 2050 angestrebt [1]. Als *Grand Challenges* werden üblicherweise die Themen erneuerbare Energien, Elektromobilität, effiziente Kraftwerke und Kraft-Wärme-Kopplung angesehen. Unter den oben genannten Forderungen zur Reduktion der Klimagase bleiben von diesen vier großen Themen nur noch zwei übrig, nämlich erneuerbare Energien und Elektromobilität auf der Basis erneuerbarer Energien. Weder Kraft-Wärme-Kopplung noch hoch effiziente zentrale Kraftwerke auf der Basis fossiler Energien können den oben genannten Forderungen für 2040 oder 2050 standhalten. Effiziente wasserstoffbetriebene Kraftwerke zur Kompensation der fluktuierenden erneuerbaren Energien, also insbesondere wasserstoffbetriebene Gasturbinen, werden zunehmend bedeutend werden.

2 Status der CO_2-Emissionen

In Deutschland werden 32 % der Treibhausgasemissionen in der Stromerzeugung, 17 % im Verkehr, 11 % im Bereich Haushalte sowie 16 % in den Bereichen Gewerbe/Industrie verursacht. Im Verkehr entstehen 11 %-Punkte des CO_2-Ausstoßes im Pkw-Verkehr und 6 %-Punkte im Schwerlast- sowie Bahn-, Schiffs- und Flugverkehr [2]. Um das untere Ziel von 80 % CO_2 -Reduktion bis 2050 zu erreichen und unter Berücksichtigung, dass 2009 der CO_2-Ausstoß in Deutschland 26 % unter dem von 1990 lag, müssten beispielsweise der gesamte Stromsektor und der PKW-Verkehr CO_2-frei werden. Darüber hinaus ist ein Potenzial im Bereich der Haushalte und von Gewerbe und Industrie zur CO_2-Einsparung vorhanden. Im Schwerlastverkehr wird sich dieses nur schwierig und wenn, durch Biokraftstoffe erreichen lassen.

3 Strategische Konsequenzen

Daher können folgende Konsequenzen gezogen werden:

- Nur Elektromobilität auf der Basis von Batterien oder Brennstoffzellen kann die strikten Vorgaben erreichen.
- Nur erneuerbare Energien können die Vorgaben zur CO_2-freien Stromerzeugung erreichen.
- Erneuerbare Energien fluktuieren stark und benötigen daher große Speicherkapazitäten, wie sie durch Pumpspeicherkraftwerke oder geologische Gasspeicherung von Wasserstoff dargestellt werden können.
- Windkraft mit Wasserelektrolyse und Elektromobilität kann ein Gesamtsystem darstellen, das den Anforderungen gerecht wird und die Energiewelt verändern kann.
- Für dieses System gilt es zu prüfen, ob es technisch durchgängig darstellbar ist und ob es wirtschaftlich sein kann. Dabei soll das System mit möglichst wenigen Komponenten und weitestgehend mit existenten oder weitgehend entwickelten Komponenten erstellt werden.

4 Leistungsdichte als wesentliches Charakteristikum erneuerbarer Energien und deren Speichermedien

Das wichtigste Argument für die Auswahl erneuerbarer Techniken sollte nicht die potentielle Leistung sein, sondern die Leistungsdichte. Die Leistungsdichte an der aktiven Fläche des technischen Aggregates stellt ein Maß für den technischen Aufwand dar, der notwendig ist, die jeweilige erneuerbare Primärenergie in Strom umzuwandeln. Während Wasserkraft im Bereich einiger Kilowatt pro Quadratmeter liegt, liegt die Leistungsdichte von Windkraft bei etwa 150 W/m² und die von Photovoltaik bei etwa 15 W/m². Wasserkraft ist in Deutschland praktisch voll ausgebaut, Windkraft und Photovoltaik bieten hingegen noch große Zubaumöglichkeiten. Aufgrund der höheren Leistungsdichte wird für das folgende Szenario die Windkraft ausgewählt.

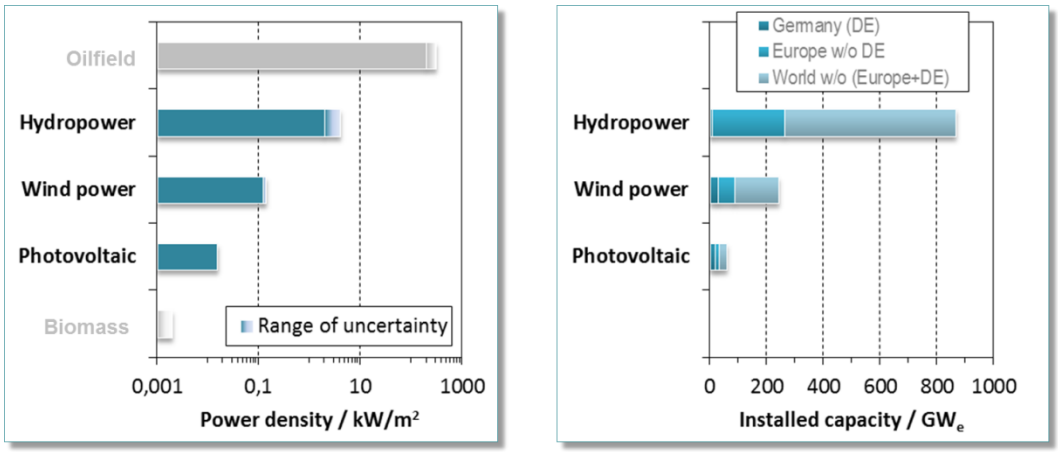


Abbildung 1: Leistungsdichte und installierte Kapazität erneuerbarer Energien im Vergleich

Ähnliche Überlegungen gelten bei der Auswahl des bevorzugten Speichermediums. Lithiumionenbatterien liegen heute bei einer Speicherdichte von etwa 2 MJ/l und werden, um eine lange Lebensdauer zu erreichen, zu etwa 50 % be- und entladen. Damit ergibt sich eine effektive Speicherdichte von etwa 1 MJ/l bei etwa 0,5 MJ/kg. Wasserstoff in einem Autotank bei 700 bar hat eine volumenspezifische Speicherdichte von etwa 4 MJ/l und etwa 4 MJ/kg jeweils einschließlich des Tanks sowie eine physikalische Speicherdichte im flüssigen Zustand von 8,46 MJ/l. Dieses sind die beiden für Elektromobilität infrage kommenden Energiespeicher. Benzin hingegen hat eine im Vergleich hervorragende Speicherdichte von 37 MJ/l des reinen Kraftstoffes bei einem vernachlässigbaren Eigenvolumen des Tanks und etwa knapp 30 MJ/kg einschließlich des Tanks. Aufgrund der 4-6 Mal höheren Speicherdichte von Wasserstoff gegenüber Batterien wird dieser als Speichermedium ausgewählt. Eine Zusammenstellung verschiedener Speicher dichten zeigt die folgende Tabelle.

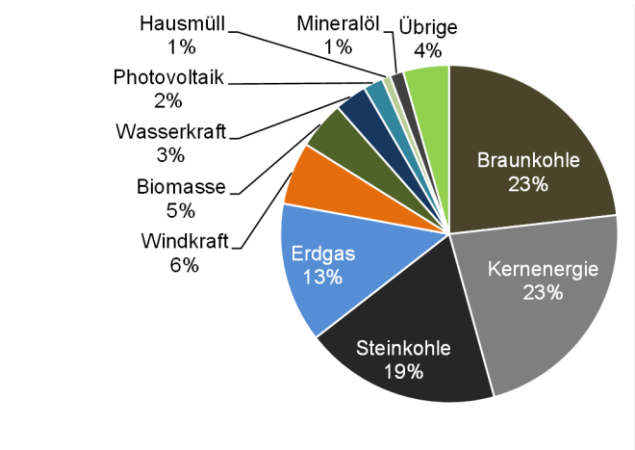
Table 1: Energiedichte von Benzin und Ethanol im Vergleich zu Wasserstoff und Batterien

	Physikalische Speicherdichte		**Technische Speicherdichte**	
	$[MJ\ l^{-1}]$	$[MJ\ kg^{-1}]$	$[MJ\ l^{-1}]$	$[MJ\ kg^{-1}]$
Benzin	31	43	–	35
Ethanol	21	27	–	
Wasserstoff	5 @ 700 bar	120	4 @ 700 bar	15
Batterien	1.5	0.5	Kühlzellen	dito

5 Status der Stromerzeugung und Windkraftanlagen in Deutschland

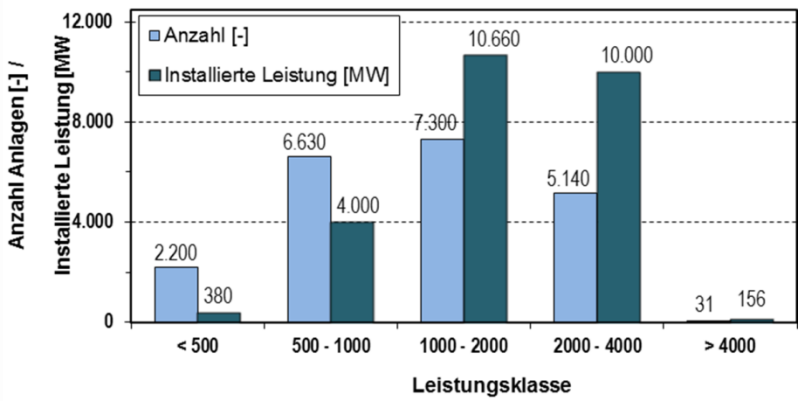
Die Verteilung der Stromerzeugung nach Primärenergien im Jahre 2010 ist in dem folgenden Bild dargestellt.

Abbildung 2: Verteilung der Stromerzeugung von 490 TWh im Jahre 2010 in Deutschland auf die Primärenergien



Die Verteilung der installierten Windkraftanlagen in Deutschland im Jahre 2010 zeigt das folgende Bild. Daraus ergibt sich eine durchschnittliche, gewichtete Leistung von 1,23 MW pro Windkraftanlage.

Abbildung 3: Verteilung der installierten Windkraftanlagen in Deutschland auf die verschiedenen Leistungsklassen im Jahre 2010



6 Erneuerbares Szenario mit konstanter Anzahl von Windkraftanlagen

Es wird folgendes Szenario aufgestellt:

- Die Windkraftanlagen an Land werden in ihrer Anzahl auf dem Stand von Ende 2011 konstant gehalten, aber von ihrem Durchschnittswert von 1,2 MW pro Anlage auf 7,5 MW pro Anlage angehoben. Die Auslastung wird von heute knapp 1400 auf 2000 Vollaststunden angehoben – ein Wert der heute von 3 MW Anlagen im bundesweiten Mittel leicht übertroffen wird [3].
- Die Off-Shore-Windenergie wird auf 70 GW ausgebaut [4].
- Die Fotovoltaik wird mit der Ende des Jahres 2011 installierten Leistung von 24,8 GW zeitabhängig berücksichtigt.
- Der Beitrag anderer erneuerbarer Energien wird auf dem Niveau von 2010 als zeitlich konstant angenommen. Sie tragen somit weder zu den Fluktuationen noch zu deren Glättung bei.
- Die Fluktuationen von Wind- und Solarenergie werden im Bedarfsfall über Gaskraftwerke kompensiert. Kraftwerke für andere fossile Energieträger werden nicht mehr gebaut. Ihr Beitrag wird hier bereits nicht mehr berücksichtigt.
- Überschüssige Stromerzeugung wird zur Produktion von Wasserstoff mittels Elektrolyse genutzt, über ein Wasserstoffpipelinenetz an Tankstellen verteilt und in Brennstoffzellen-PKWs verwendet. Dabei wird von einem Verbrauch von 1 kg Wasserstoff pro 100 km ausgegangen und einer durchschnittlichen Fahrleistung von 14.900 km pro Jahr für das Auto.
- Im Bereich der Hauswärmeversorgung wird die Hälfte des 2010 verbrauchten Erdgases eingespart. Dieses könnte bei Bedarf zur Stromerzeugung verwendet werden.

Das Szenario wurde bewusst einfach und mit wenigen Komponenten gestaltet. Es soll in einem durchgängigen Konzept die Machbarkeit der erneuerbaren Energieversorgung aufzeigen. Der Beitrag anderer Energiespeicher und des transnationalen Stromaustauschs

wird als vergleichsweise gering erachtet und daher hier vernachlässigt. Die Besonderheit liegt in der engen Verzahnung zwischen den stationären Sektoren und dem Transportsektor. Das Bindeglied stellt dabei der Wasserstoff dar. Für seine Verwendung gibt es im Hinblick auf die sehr großen Mengen zwei grundlegende Optionen: die netzgebundene Rückverstromung und die Verwendung als Treibstoff. Die Effizienz der Rückverstromung mit oder ohne Erdgasnetzeinspeisung wird maximal der der Erdgasverstromung entsprechen - wird der Wasserstoff zuvor zur Methanisierung von CO_2 verwendet, ist die Gesamteffizienz geringer. Benutzt man den Wasserstoff aber als Treibstoff in Brennstoffzellenfahrzeugen ist schon der Energiebedarf (Tank-to-Wheel) um etwa 50% geringer als der von benzingetrieben Fahrzeugen (Abbildung 4). Gleichzeitig ist die auf den Heizwert bezogene vermiedene CO_2-Emission der erdölbasierten Treibstoffe aber um 25 % höher als die von Erdgas, so dass die Verwendung im Straßenverkehr zusammen 2,5 mal so viel CO_2-Entstehung vermeidet wie die Rückverstromung in Kraftwerken. Die Methanisierung wird heute auch als ein Weg der Energiespeicherung bei vorhandener Transportmöglichkeit für das Zielprodukt diskutiert, bewirkt aber eine Verschiebung der CO_2 Emission vom Kohlekraftwerk zum flexibleren Gaskraftwerk und erlaubt damit keine CO_2-Vermeidung in der geforderten Größenordnung bei einem auch erheblichen technischen Aufwand.

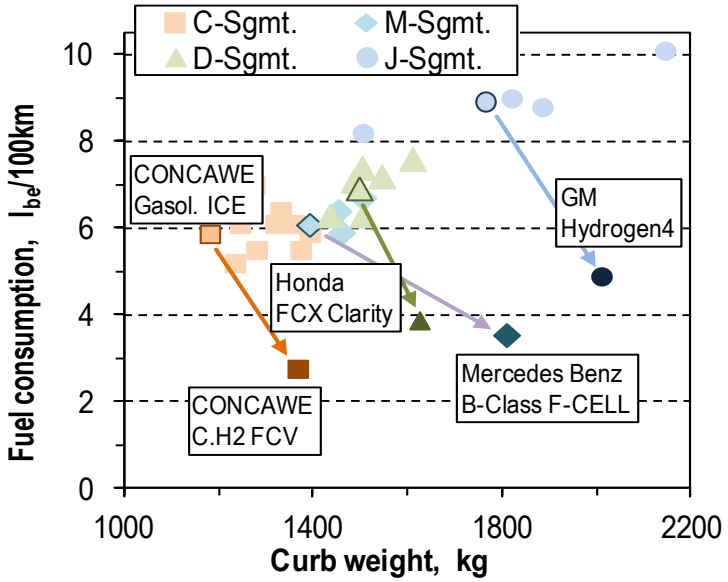


Abbildung 4: Energiebedarf von Brennstoffzellen-Pkw-Demonstratoren und aktuellen Benzinfahrzeugen (Basismotorisierung, eigene Auswertung von Herstellerangaben)

7 Vorgehensweise

Die Berechnungen beruhen auf den von den Übertragungsnetzbetreibern zur Verfügung gestellten Viertelstundendaten für Wind- und PV-Einspeisung sowie für die vertikale Netzlast. Die Windprofile des Jahres 2010 werden entsprechend obiger Vorgaben skaliert; die Anhebung der Auslastung geschieht durch Anwendung einer Verstärkungsfunktion, die vorwiegend auf den unteren Leistungsbereich wirkt. Die PV-Vorhersageprofile des Jahres 2010 werden für die Zeiten, wo sie von einzelnen Netzbetreibern noch nicht veröffentlicht wurden, von 50Hertz übernommen und alle so skaliert, dass sich für jeden Netzbetreiber die exakt gemessene Jahressumme ergibt. Im Anschluss werden sie zunächst noch einmal linear datumsabhängig skaliert um den unterjährigen Zubau zu berücksichtigen und schließlich wieder auf die installierte Leistung laut Szenario skaliert. Für Elektrolyseure wird ein Wirkungsgrad von $70\%_{LHV}$ angenommen – als Mindestauslastung des letzten zugebauten

Elektrolyseurs werden 1000 Vollaststunden angesetzt. Für Gaskraftwerke wird wegen des dynamischen Betriebs ein 15 %-iger Abschlag auf heutige, über verschiedene Hersteller gemittelte Nennlastwirkungsgrade, 58,5 % (GuD) beziehungsweise 36,5 % (Gasturbine) angewendet. Für die Anteile der jeweiligen Kraftwerke siehe Abschnitt 10 „Diskussion“.

8 Anmerkung zu den Annahmen

Unter der Maßgabe, von heute verfügbaren Technologien auszugehen, wurde der spezifische Kraftstoffverbrauch für Pkw mit Brennstoffzellen gemäß dem heutigen Stand mit 3,3 Liter Dieseläquivalent oder 1 kg je 100 km angenommen [5]. Zu erwartende Verbrauchsreduktionen würden die Fahrzeuganzahl, die sich mit der laut Szenario ermittelten Wasserstoffmenge versorgen ließe, erhöhen. Dem steht eine im Zeitverlauf wachsende Flotte von Fahrzeugen bei nur leicht absinkender jährlicher Fahrleistung gegenüber. Die Studie GermanHy geht beispielsweise von einem Pkw-Bestand von 52,1 Mio. Pkw im Jahr 2050 aus [6]. In [7] werden 41,7 Mio. für das Jahr 2011 genannt. Die über alle Antriebsarten gemittelten Fahrleistungen reduzieren sich laut Shell Pkw-Szenarien [8] von heute etwa 12.200 km auf etwa 11.900 km im Jahr 2030. Andere Angaben zu aktuellen Pkw-Fahrleistungen findet man beispielsweise in [9] mit 11.400 km. Es wird in erster Näherung angenommen, dass sich die oben genannten Effekte gegenseitig aufheben. Die gleiche Annahme gilt für die Begrenzung der Anzahl der Windturbinen auf den heutigen Stand und die in der Realität möglicherweise nicht überall erreichbare Erhöhung der mittleren Windturbinenleistung auf 7,5 MW. Der auf der Transmissionsebene anfallende Netzverlust ist zwar nicht in der vertikalen Netzlast enthalten, wird aber in den amtlichen Statistiken bisher nicht einzeln ausgewiesen. Da er – wenn Gaskraftwerke nah am Verbraucher gebaut werden – nur bei starker Einspeisung der Erneuerbaren erheblich relevant wird, lässt er sich durch einen geringen zusätzlichen Ausbau der Erneuerbaren auch weitgehend kompensieren.

9 Energie- und CO_2-Ergebnisse des Szenarios

Mit diesem Energiesystem kann sowohl die Netzlast von in Summe 488 TWh (2010) gedeckt als auch der Verkehr mit 5,4 Mio. t Wasserstoff versorgt werden. Die Netzlastdeckung teilt sich wie folgt auf die Energieträger auf: 75 % Wind und PV, 10 % sonstige erneuerbare Energien und 15 % Erdgas (Abbildung 5). Mit dem Wasserstoff können der der Großteil der Fahrzeuge im Straßenverkehr ersetzt werden. Wählt man die Verhältnisse zwischen den Fahrzeugzahlen entsprechend denen der GermanHy Studie für 2050 [6], sind dies 28 Mio. PKW, 2 Mio. leichte Nutzfahrzeuge und 47.000 Busse – d.h. 68- respektive 62- und 55 % des jeweiligen deutschen Bestandes im Jahr 2011. Zur Deckung der Residuallast reicht die heute verstromte Erdgasmenge aus.

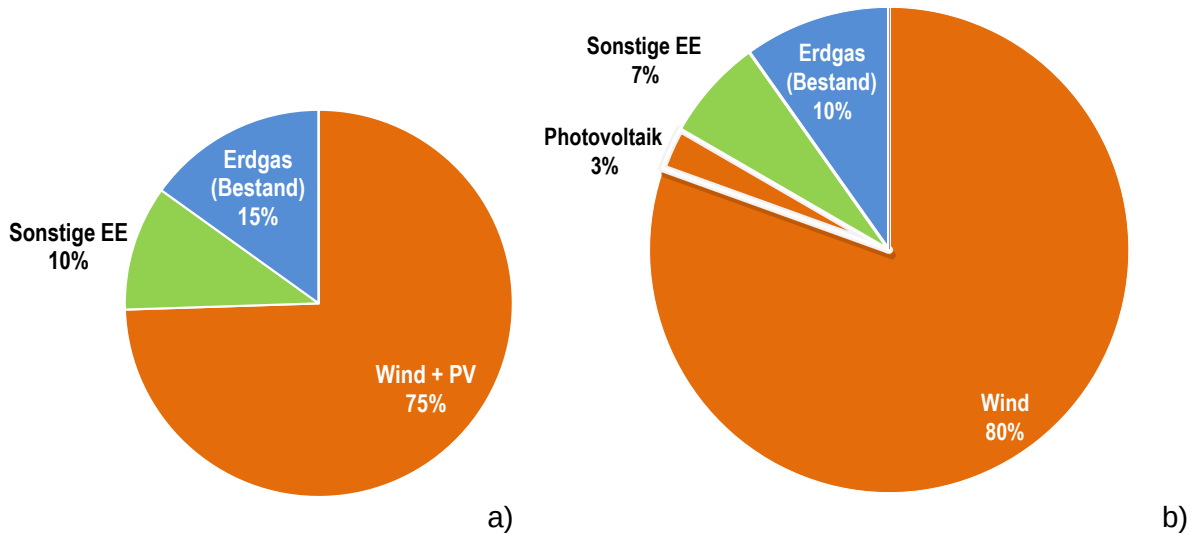


Abbildung 5: Anteile der Energieträger an der Stromerzeugung lt. Szenario bei Bezug auf
a) die vertikale Netzlast allein (488 TWh_e)
b) die Gesamterzeugung inklusive des Stroms für die Elektrolyse (745 TWh_e).

Durch die Substitution von erdölbasierten Treibstoffen im Verkehrssektor werden mit der gegebenen Wasserstoffmenge knapp 9 %-Punkte des CO_2-Gesamtausstoßes des Jahres 2009 eingespart. Die Einsparung im Stromsektor beträgt 27 %-Punkte. Der Anteil der Stromerzeugung für die öffentliche Versorgung an den CO_2-Emissionen reduziert sich auf 5,4 % der verbleibenden Gesamtmenge.

Unter Berücksichtigung der zwischen 1990 und 2009 bereits erfolgten Gesamtreduktion um 26,5 % können gegenüber 1990 insgesamt 697 Mio. t CO_2 beziehungsweise 55 % eingespart werden (**Abbildung 6**). Es verbleiben Emissionen in Höhe von 567 Mio. t CO_2-Äquivalent.

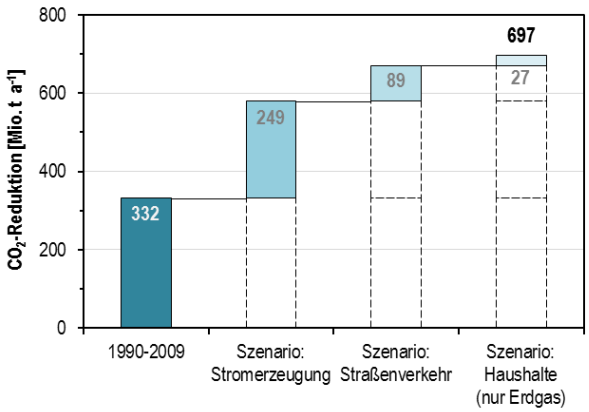


Abbildung 6: Beiträge zur Reduktion der CO_2-Emissionen.

10 Diskussion der Ergebnisse

Das CO2-Reduktionsziel der Bundesregierung für 2030, von -55% gegenüber 1990 wird mit dem beschriebenen Szenario voll erreicht.

Wesentliches Element ist die Speicherung von Überschussenergie in Form von Wasserstoff, dessen Überführung in den Straßenverkehr und seine Verwendung in hocheffizienten

Brennstoffzellenantrieben. Diese Anwendung des Wasserstoffs ist einerseits die mit dem höchsten CO_2-Vermeidungspotential - gegenüber allen Varianten der netzgebundenen Rückverstromung, und andererseits erlaubt sie den höchsten Erlös unter den Massenanwendungen.

Zusätzlich zu 22 GW an existenten Gaskraftwerken werden 42 GW an neuer Kapazität benötigt. Setzt man ab einer Auslastung von 700 Volllaststunden GuD-Anlagen ein, werden durch diese 68 TWh erzeugt und durch einfache Gasturbinenanlagen nur 5,5 TWh. Zudem werden bei der gewählten Kappungsgrenze 84 GW an Elektrolyseurkapazität benötigt, 9 Mrd. Nm^3 an Gasspeicherkapazität, 9.800 Tankstellen und 43-59.000 km Pipeline, wenn alle Tankstellen per Pipeline angeschlossen werden, wobei der höhere Wert einen Umwegfaktor von 1,5 für lokale Verteilnetze beinhaltet.

11 Zusammenfassung

Der Vergleich der Jahresgänge von Netzlast und Stromangebot bei deutlichem Ausbau der Windkraft *On-shore* und *Off-shore* zeigt:

- Der Strombedarf kann unter Verzicht auf Kernkraft, Kohle und Mineralöl und ohne Erhöhung der Erdgaseinfuhren gedeckt werden.
- Der Anteil der erneuerbaren Energien an der Stromerzeugung beträgt dann etwa 90%; wobei 34 % der Erzeugung als Überschuss in die Elektrolyse gehen.
- Überschüsse aus der Stromproduktion reichen u.a. zur Versorgung von 28 Mio. Brennstoffzellen-Pkw mit Wasserstoff. Auf Basis typischer Verbrauchsdaten des Jahres 2010 werden durch Wasserstoff im Verkehr 81 Mio. t_{CO2} entsprechend 6,5 % der Gesamtemission von 1990 einspart.
- Im Stromsektor werden bezogen auf 1990 20 %-Punkte und im Hauswärmebereich 2,2%-Punkte eingespart. Zusammen mit den 2009 bereits erreichten 26,5%-Punkten ergibt sich eine Reduktion von 55 %.

Literatur

[1] Deutsche Bundesregierung (2011) *Eckpunktepapier*. Beschluss vom 6.6.2011 http://www.bmu.de/energiewende/downloads/doc/47467.php

[2] Nationale Trendtabellen für die deutsche Berichterstattung atmosphärischer Emissionen – 1990 - 2009 (Endstand: 17.01.2011), Umweltbundesamt 2011

[3] BWE (2011) *Studie zum Potenzial der Windenergienutzung an Land – Kurzfassung*. Bundesverband WindEnergie e.V. (Hrg.), Berlin, Mai 2011

[4] BMU (2011) *Erneuerbare Energien in Zahlen – Nationale und internationale Entwicklung*. Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (Hg.), Berlin, Juni 2011

[5] Angaben für Mercedes-Benz B-Klasse F-CELL, www.daimler.com, zuletzt besucht am 03.02.2012

[6] BMVBS (2009) *GermanHy - Woher kommt der Wasserstoff in Deutschland bis 2050?* Studie im Auftrag des Bundesministeriums für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung.

[7] Pkw-Anzahl in Deutschland. www.destatis.de, zuletzt besucht am 03.02.2012

[8] Shell Pkw-Szenarien bis 2030. www.shell.de, zuletzt besucht am 03.02.2012

[9] DESTATIS

Druckluftspeicherkraftwerk mit Dampfkreislauf

Stephan Herrmann, Steffen Kahlert, Manuel Würth, Hartmut Spliethoff

Lehrstuhl für Energiesysteme, Technische Universität München, Boltzmannstr. 15, 85748 Garching, 0049-89-289-16279, stephan.herrmann@tum.de, www.es.mw.tum.de

Kurzfassung: In der vorliegenden Studie wurde ein neuartiges Druckluftspeicherkraftwerk in einer Kreislaufsimulation mit dem Programm Ebsilon Professional® untersucht. Das Konzept beruht auf einer Rückverstromung der bei der Verdichtung anfallenden Wärme, so dass keine Wärmespeicher benötigt werden. Drei verschiedene Konfigurationen wurden analysiert. Dabei zeigt sich, dass die erste Konfiguration mit gefeuerter Expansionsturbine eine Leistung von 707 MW und einen Speicherwirkungsgrad von 79,4 % aufweist. Diese Lösung ist jedoch nicht mit aktuell verfügbaren Komponenten realisierbar. Die zweite Alternative einer separaten ungefeuerten Luftturbine erzielt einen Speicherwirkungsgrad von 55,2 % und lässt sich mit einem geringeren Entwicklungsbedarf umsetzen. Als dritte Variante wurde die Injektion von Druckluft in eine Gasturbine betrachtet, deren Werte zwischen den beiden ersten Varianten liegen. Die Druckluftinjektion ist technisch möglich, jedoch wird die injizierbare Druckluftmenge durch das eingeschränkte Kennfeld des Gasturbinenkompressors begrenzt. Mit der dritten Konfiguration ist ein Speicherwirkungsgrad von 77,0 % möglich. Der größte Vorteil des neuen Anlagenkonzepts liegt in der Kraft-Wärme-Kopplung, welche in nachfolgenden Arbeiten im Detail untersucht wird.

Keywords: Druckluftspeicher, Dampfkreislauf, adiabate Verdichtung

1 Einleitung

Der Wandel im Stromsektor setzt die deutschen Gas- und Dampfkraftwerke (GuD) wirtschaftlich unter Druck. Die niedrigen Preise an der Strombörse führen dazu, dass GuD-Kraftwerke mit reiner Stromerzeugung komplett aus dem Markt gedrängt werden. Thermische Kraftwerke werden aber auch in Zukunft für die Bereitstellung regelbarer Leistung benötigt, um die fluktuierende Produktion der Erneuerbaren Energien zu kompensieren. Für den Ausgleich kurzzeitiger Schwankungen sind die auf dem Markt verfügbaren Batterieanlagen bereits gut geeignet. Im Hinblick auf großskalige Speicheranlagen für Stunden oder gar Tage hingegen sind neben Pumpspeicherkraftwerken nahezu ausschließlich Druckluftspeicherkraftwerke geeignet, einen signifikanten Beitrag zur Bereitstellung von Speicherkapazität und Regelenergie zu liefern. Da das Ausbaupotential von Pumpspeicherkraftwerken aufgrund von Standortlimitierungen begrenzt ist, kommt der Energiespeicherung in Form von Druckluft eine besondere Bedeutung zu.

Batterie- wie Pumpspeicher und viele bisher bestehende Druckluftspeicherkonzepte haben zusätzlich den Nachteil, dass ein sogenanntes Schattenkraftwerk vorgehalten werden muss, welches bei Strommangel für den Fall eines leeren Speichers einspringen kann, den überwiegenden Teil des Jahres allerdings stillsteht. Dies führt zu den aktuellen Diskussionen um Kapazitätsreserven und Kapazitätsmarkt.

In diesem Zusammenhang wurde am Lehrstuhl für Energiesysteme ein neuartiges Anlagenkonzept entwickelt, bei welchem ein Druckluftspeicherkraftwerk mit einem GuD-Kraftwerk kombiniert wird, sodass eine Nutzung der Kompressionsabwärme ohne große thermische Speicher möglich ist. Das integrierte GuD-Kraftwerk ermöglicht dabei auch einen Betrieb bei leerem Speicher. Zudem ist das kombinierte Kraftwerk besonders für den KWK-Betrieb geeignet.

2 Stand der Technik

Derzeit existieren weltweit nur zwei ausgeführte Druckluftspeicherkraftwerke. Die erste Anlage wurde 1978 in Huntorf, Deutschland, in Betrieb genommen und befindet sich heute noch im Betrieb. Das zweite Kraftwerk befindet sich seit 1991 in McIntosh, USA [1]. Beide basieren auf dem Konzept einer Gasturbine, deren Teile Turboverdichter, sowie Brennkammer(n) und Expansionsturbine(n) zeitlich getrennt voneinander betrieben werden. Im Einspeicherbetrieb wird mittels der Verdichter aus elektrischer Energie Druckluft erzeugt, welche in einer Kaverne bei bis zu etwa 70 bar eingespeichert wird. Die bei der nahezu adiabaten Verdichtung in den Turboverdichtern anfallende Kompressionswärme wird in mehreren Schritten mittels Zwischen- und Nachkühlung an die Umgebung abgegeben. Während des Ausspeicherns wird die Druckluft zunächst erhitzt und dann in den Expansionsturbinen zur Elektrizitätserzeugung entspannt. Die Erhitzung erfolgt dabei in Huntorf ausschließlich mittels der Brennkammern, in McIntosh zusätzlich mittels eines Rekuperators, welcher die Abwärme der Turbinenabgase zur Vorwärmung der Druckluft nutzt, was durch Anhebung der mittleren Temperatur der Wärmezufuhr zu einer Effizienzsteigerung führt [2], [3].

Durch die rekuperative Vorwärmung ist der Ausspeichervorgang im Fall von McIntosh im Vergleich zu anderen Gaskraftwerken sehr effizient, es müssen lediglich 1,17 kWh Erdgasleistung pro 1 kWh elektrischer Leistung aufgewandt werden [2]. Zusätzlich zur Feuerungswärmeleistung muss aber noch die elektrische Leistungsaufnahme der Verdichter im Einspeicherbetrieb von etwa 0,69 kWh berücksichtigt werden, sodass sich ein Gesamtwirkungsgrad von lediglich 54 % ergibt. Die wesentliche Verlustquelle des Systems, ist die auf relativ niedrigem Temperaturniveau abgeführte Wärme aus Zwischen- und Nachkühlung der Druckluft. Als vorteilhaft kann in den Anlagen Huntorf und McIntosh gelten, dass diese prinzipiell auch bei leerem Speicher eingesetzt werden können, wenn auch mit der vergleichsweise geringen Effizienz des einfachen Gasturbinenprozesses mit Zwischenkühlung (und Rekuperation).

Neuere Druckluftspeicherkonzepte begegnen dieser Verlustquelle mittels Wärmespeicherung. Hierbei handelt es sich um sogenannte adiabate Druckluftspeicher. Das prominenteste Beispiel hierfür ist das Projekt ADELE [4]. In ADELE wird, im Gegensatz zu den vorgenannten Anlagen, für eine effiziente Speicherung der Kompressionswärme eine möglichst hohe Verdichteraustrittstemperatur angestrebt. Mit ähnlichen Speicherdrücken wie Huntorf und McIntosh bei etwa 70 bar sollten ursprünglich bis zu 650°C erreicht werden [4]. Die dadurch erzielte hochwertige Wärme wird unter Abkühlung der Druckluft im Wärmespeicher gespeichert, die dann kalte Druckluft einer Kaverne zugeführt. Für die Ausspeicherung wird die Druckluft im Wärmespeicher wieder erhitzt und anschließend in einer Turbine auf Umgebungsdruck entspannt. Die angestrebte Strom-zu-Strom

Speichereffizienz bei ADELE beträgt 70%. Als öffentlich gewordenes Zwischenergebnis des auf ADELE folgenden ADELE ING Projekts kann gelten, dass diese Betriebsparameter wohl technisch erreichbar sind, allerdings wegen der hohen Materialbelastungen insbesondere im Wärmespeicher aufgrund der Kombination hoher Drücke und Temperaturen zu teuren und somit unwirtschaftlichen Baukosten führen [5]. Es werden daher Alternativkonzepte, beispielsweise mehrstufig mit reduzierten Betriebsparametern, angestrebt.

Eine Kombination aus den beiden Ansätzen der geteilten Gasturbine mit adiabater Wärmespeicherung und einem zusätzlichen Dampfkraftprozess wurde im Projekt ISACOAST der TU Braunschweig in Zusammenarbeit mit E.ON untersucht [6]. In diesem System wird für die Einspeicherung analog zu ADELE eine adiabate Kompression ohne Zwischenkühlung durchgeführt und die anfallende Kompressionswärme gespeichert. Während des Ausspeichervorgangs wird die Druckluft zunächst im Wärmespeicher wieder vorgewärmt, bevor sie anschließend analog zu der Anlage in McIntosh in einer Brennkammer auf für Gasturbinen übliche Turbineneintrittstemperaturen erhitzt wird. Anschließend wird die heiße Druckluft zunächst in Expansionsturbinen analog zu einer Gasturbine entspannt und die Resthitze der immer noch heißen Abgase der Expansionsturbine über einen Abhitzedampferzeuger (AHDE) dem Dampfkraftprozess zugeführt. Für die Gasturbinenteile (Alstom GT26), sowie den Dampfkraftprozess werden prinzipiell Standardkomponenten eingesetzt, wobei die Teilung der Gasturbine als problematisch – weil zumindest unerprobt - gilt. Der Wärmespeicher ist eine Eigenentwicklung. Vorteilhaft an dieser Konzeption sind die hohe Effizienz, sowie die Eignung als Schattenkraftwerk. Nachteilig hingegen sind die hohen Investitionskosten, ähnliche Probleme mit dem Wärmespeicher wie bei ADELE, sowie der zyklische Betrieb des Dampferzeugers. Typische Anfahrzeiten von GuD-Kraftwerken liegen bei ca. 30 – 60 Minuten.

3 Systemkonzept

3.1 Problemstellung

Grundgedanke bei der Entwicklung des neuen Systemkonzepts ist eine Vereinfachung des Systemaufbaus und gleichzeitig Steigerung der Flexibilität des ISACOAST Ansatzes ohne die vorgenannten Vorteile des Konzepts (hohe Effizienz, GuD-Betrieb) einzubüßen. Im Kern sollte auf den insbesondere als problematisch anzusehenden Hochdruck-Hochtemperatur-Wärmespeicher verzichtet werden.

Ein weiteres Problem des ISACOAST Konzepts ist die Trägheit des Systems durch den Abhitzedampferzeuger. Dieser ist nach einigen Stunden Stillstand weitgehend ausgekühlt und kann daher nur vergleichsweise langsam innerhalb von mindestens 30-60 Minuten angefahren werden, da sonst starke thermische Spannungen dickwandiger Bauteile zu Schädigung und somit erhöhtem Lebensdauerverbrauch führen [7].

3.2 Lösungsansatz

Alle vorgenannten Probleme werden im neu entwickelten System durch einen möglichst durchgehenden Betrieb des Abhitzedampferzeugers gelöst. Hierfür wurde ein neuartiges Design mit einem dem Abhitzedampferzeuger parallel geschalteten Rekuperator entwickelt,

welcher, wie nachfolgend beschrieben, verschiedene Funktionen erfüllt. Während des Ausspeicherns erfolgt im Rekuperator gemäß seiner ursprünglichen Funktion die Wiedererhitzung der Druckluft, wohingegen während des Einspeichervorgangs im Rekuperator die Abkühlung der zuvor adiabat auf hohe Temperaturen verdichteten Druckluft erfolgt. Der durchgehende Betrieb des Abhitzedampferzeugers sorgt für eine erhebliche Verkürzung der Umschaltzeit, da eine grundlegende Beschränkung nur noch durch die Turbomaschinen (Gasturbine, Verdichter) gegeben ist.

3.3 Einspeicherbetrieb

Für den Einspeicherbetrieb wird, wie in Abb. 1 gezeigt, die Abwärme über den Rekuperator im Gegenstrom an ein druckloses Umlaufmedium (Luft bzw. Rauchgase) übertragen. Das dadurch erhitzte Umlaufmedium durchströmt anschließend den Abhitzedampferzeuger, wodurch die Abhitze der Kompression an den Dampfkreislauf übertragen wird. Das danach wieder abgekühlte Umlaufmedium wird dann erneut dem Rekuperator zugeführt. Der Dampfkreislauf erfüllt so die Funktion der Rückverstromung der bei der Kompression entstandenen Abhitze und mindert damit die effektiv aufgewandte elektrische Leistung während des Einspeicherns.

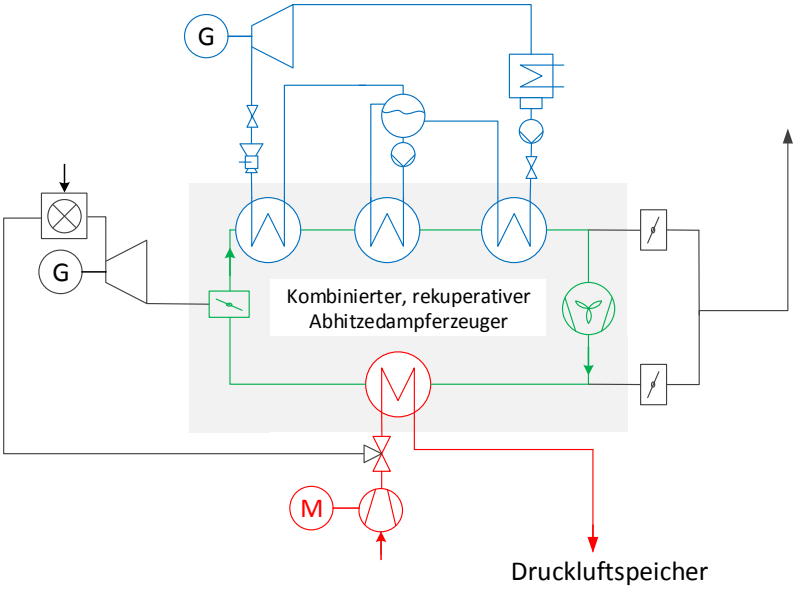


Abb. 1: Neues Anlagenkonzept im Einspeicherbetrieb

3.4 Ausspeicherbetrieb

Im Ausspeichervorgang wird die Druckluft über den Rekuperator in umgekehrter Richtung wieder aufgeheizt. Der Rekuperator und der Abhitzedampferzeuger werden dabei gleichzeitig durch Abgase beheizt. Um die maximale Effizienz zu erzielen sollte der Abgasmassenstrom durch den Rekuperator genauso hoch gewählt werden, dass die Temperaturdifferenz über den gesamten Rekuperator konstant ist, also etwa gleich dem ausgespeicherten Druckluftmassenstrom. Das restliche Abgas wird dann dem Abhitzedampferzeuger zugeführt. Der Dampfkreislauf läuft dann je nach Konfiguration des Systems in Teillast z.B. bei etwa 55%. Für den Ausspeicherbetrieb wurden 3 verschiedene Optionen betrachtet.

3.4.1 Version 1: Gefeuerter Expander

Die erste Ausspeicheroption ist die Verwendung eines gefeuerten Gasturbinenexpanders, also einer Gasturbine ohne Verdichter. Dieser kann durch eine weitere Gasturbine unterstützt werden, um dem AHDE mehr Abgas zuführen zu können. Der Verdichter und der gefeuerte Expander entsprechen dabei prinzipiell einer „geteilten“ Gasturbine, wie im Fall von Huntorf, McIntosh und ISACOAST. Abb. 2 zeigt die entsprechende Schaltung.

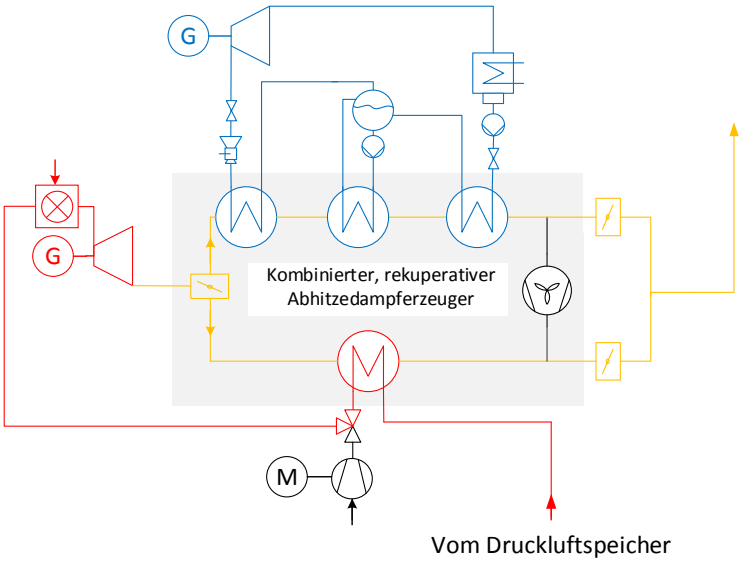


Abb. 2: Neues Anlagenkonzept mit gefeuertem Expander im Ausspeicherbetrieb

3.4.2 Version 2: Ungefeuerter Expander

Da der gefeuerte Expanders eine technische Herausforderung darstellt wurde zusätzlich ein ungefeuerter Druckluftexpander untersucht. Zusätzlich ist eine herkömmliche Gasturbine ins System integriert. Diese Variante ist in Abb. 3 dargestellt.

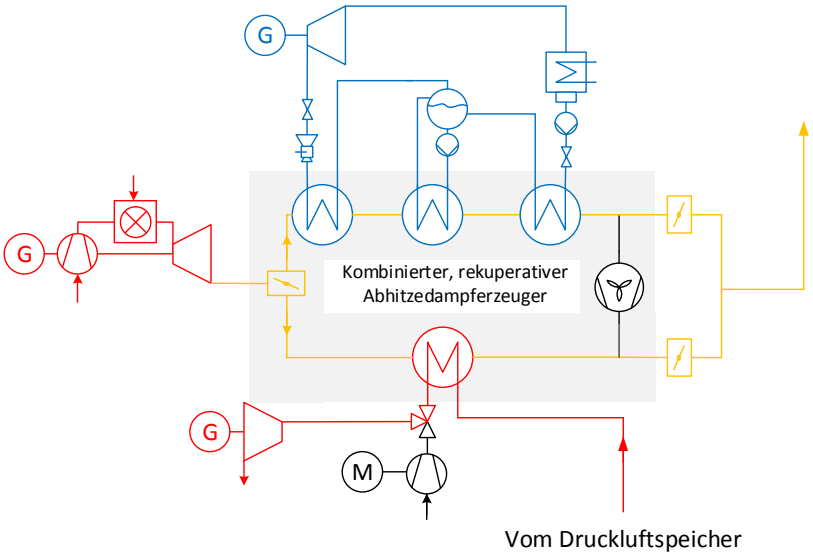


Abb. 3: Neues Anlagenkonzept mit ungefeuertem Expander im Ausspeicherbetrieb

3.4.3 Version 3: Gasturbineninjektion

Als dritte Option besteht je nach Bautyp an verschiedenen Stellen einer konventionellen Gasturbine die Möglichkeit zusätzliche Druckluft einzuspeisen, beispielsweise am Verdichteraustritt, in die Brennkammer oder über die Kühlluftkanäle. Auf diese Weise wird der Massenstrom durch den Gasturbinenexpander gegenüber dem Verdichter gesteigert und somit die Ausgangsleistung erhöht. Dies kann einerseits durch Verminderung des Verdichtermassenstroms über eine Verstellung des Vorleitgitters (Inlet-Guide-Vane, IGV) geschehen, oder durch eine Steigerung des Massendurchsatzes der Expansionsturbine, oder eine Kombination von beidem. Die Zugabe von extern erzeugter Druckluft in eine Gasturbine wurde bereits erfolgreich demonstriert [8].

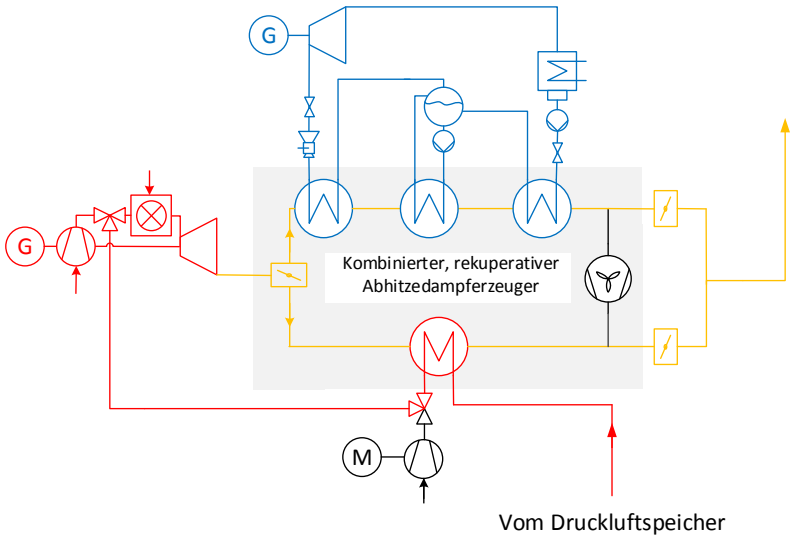


Abb. 4: Neues Anlagenkonzept mit Gasturbineninjektion im Ausspeicherbetrieb

3.5 GuD-Betrieb

Wie bereits zuvor erwähnt kann das Kraftwerk unabhängig von der gewählten Ausspeicherkonfiguration ebenfalls im „konventionellen“ GuD-Betrieb gefahren werden. Dies ist vorteilhaft, wenn der Druckluftspeicher leer ist, wenn die Druckluft für Zeiten mit höheren Strompreisen gespart werden soll. Abb. 5 zeigt beispielhaft ein System mit gefeuertem Expander im GuD-Betrieb.

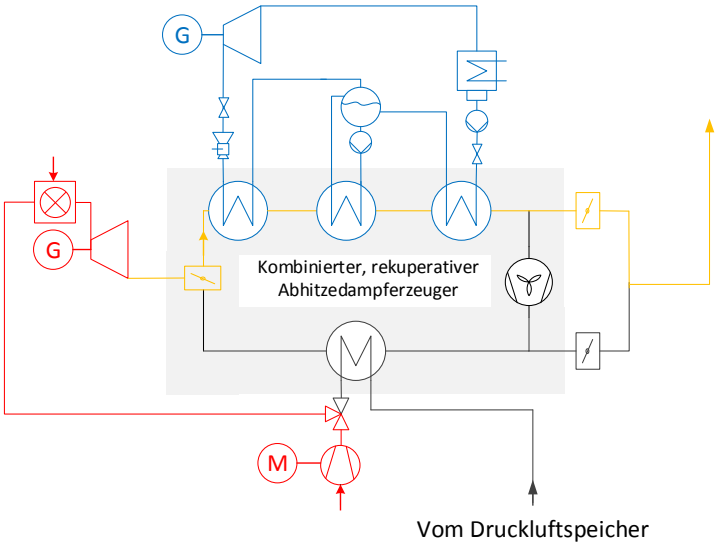


Abb. 5: Neues Anlagenkonzept mit gefeuertem Expander im GuD-Betrieb

4 Modellbeschreibung

Für die verschiedenen Konfigurationen des neuen Anlagenkonzepts wurden Kreislaufsimulationen in Ebsilon Professional® durchgeführt. Diese unterscheiden sich wie zuvor beschrieben im Wesentlichen im Ausspeichervorgang. Der Einspeichervorgang ist für alle Konfigurationen identisch. Als Gasturbine wurde die Alstom GT26 [9] ausgewählt, welche in der Simulation auf Grundlage der veröffentlichten Kenndaten modelliert worden ist. Der gleiche Gasturbinentyp wird ebenfalls im ISACOAST Konzept verwendet, da die technische Auslegung mit hohem Druckverhältnis besonders vorteilhaft für Druckluftspeicherkraftwerke ist. Zudem ist die Gasturbine selbst sehr effizient, da sie eine zweistufige Entspannung mit Zwischenerhitzung aufweist. Für den Dampfkreislauf wurde eine Dreidruck-Anlage mit Durchlaufdampferzeuger in der Hochdruckstufe gewählt. Der Verdichter für die Einspeicherung ist identisch mit dem modellierten Verdichter der GT26. Für den gefeuerten Expander wird der Expansionsteil der GT 26 genutzt. Das Modell des Druckluftexpanders ist eine Luftturbine, welche an typischen Werten für Dampfturbinen der gleichen Leistungsklasse orientiert ist. Im Fall der Gasturbineninjektion wird der zusätzliche Druckluftmassenstrom auf 25% des nominellen Ansaugmassenstroms begrenzt und der Verdichter wird mittels des IGV gedrosselt. Andere Optionen sind wie oben beschrieben möglich, aber hier nicht betrachtet.

Bei der Auslegung des Rekuperators musste ein Kompromiss zwischen der Baugröße, den Druckverlusten und der Temperaturdifferenz gefunden werden. Hierfür wurde als Maßstab der AHDE herangezogen. Bei vergleichbarer Baugröße und gleichen rauchgasseitigen Druckverlusten konnte ein Rohrinnendruckverlust von 1 bar und eine Temperaturdifferenz von 35K eingehalten werden. Die wichtigsten Parameter der Simulationen sind in Tabelle 1 zusammengestellt.

Tabelle 1: Wesentliche Parameter der Kreislaufsimulation

Komponente	Parameter	Wert
Gasturbine	Nettoleistung	330MW
	Ansaugmassenstrom	632kg/s
	Brennkammertemperaturen	1320/1295°C
	Turbinenaustritttemperatur	615°C
	Isentroper Wirkungsgrad Verdichter	85,0%
	Verdichtungsverhältnis	38:1
	Isentroper Wirkungsgrad Turbine	89,2%
Druckluftexpander (nur in Version 2)	Isentroper Wirkungsgrad	89,0%
Abhitzedamperzeuger	Frischdampfdruck (HD/ MD/ ND)	164/30/6bar
	Frischdampftemperatur (HD/ MD/ ND)	603/596/341°C
	Pinchpoint (HD/ MD/ ND)	20/20/15K
	Druckverlust Rauchgasseite	24 mbar
Rekuperator	ΔT Druckluftseite/ Rauchgasseite	35K
	Druckverlust Druckluftseite	1bar
	Druckverlust Rauchgasseite	25mbar
Umlaufgebläse	Leistungsbedarf	2,2MW
Dampfturbine	Auslegungsleistung	145MW
	Isentroper Wirkungsgrad	89,0%
	Kondensatordruck (Volllast)	33mbar

5 Simulationsergebnisse

5.1 Bewertungskriterien

Zur Bewertung des kombinierten (Speicher-)Kraftwerks müssen zunächst die wesentlichen Kenngrößen festgelegt werden. Hierfür wird der elektrische Gesamtwirkungsgrad definiert als Verhältnis der Leistung beim Ausspeichern $P_{el,aus}$ zu der für die Erzeugung der ausgespeicherten Druckluftmenge aufgewandten elektrischen Leistung $P_{el,ein}$ und der Feuerungswärmeleistung $\dot{Q}_F$ (basierend auf dem Heizwert des Brenngases):

$$\eta_{el} = \frac{P_{el,aus}}{P_{el,ein} + \dot{Q}_F} \tag{1}$$

Die Angabe eines aussagekräftigen Speicherwirkungsgrades ist in der kombinierten Bauweise nicht trivial. Zur Ermittlung wird die Anlage als Summe eines reinen GuD-Kraftwerks und eines reinen Energiespeichers betrachtet. Die elektrische Leistung $P_{el,GuD}$, die ein gleichwertiges GuD-Kraftwerk mit der gleichen Feuerungswärmeleistung erzeugt, wird von der elektrischen Leistung beim Ausspeichern $P_{el,aus}$ abgezogen. Die daraus resultierende Speicherleistung wird durch die aufgewandte elektrische Leistung $P_{el,ein}$ beim Einspeichern der äquivalenten Druckluftmenge geteilt:

$$\eta_{sp} = \frac{P_{el,aus} - P_{el,GuD}}{P_{el,ein}} \tag{2}$$

5.2 Vergleich der Ausspeichervarianten

Die Ergebnisse der Simulation für die drei Varianten sind in Abb. 7 dargestellt. Als Referenz ist das ebenfalls mit identischen Parametern simulierte GuD-Kraftwerk dargestellt. Dieses hat eine elektrische Ausgangsleistung von 479 MW. Es zeigt sich, dass die Version mit gefeuertem Expander sowohl mit 707 MW die höchste elektrische Leistung, wie auch mit 79,3 % den höchsten Speicherwirkungsgrad aufweist. Die Option mit ungefeuertem Expander hat eine Ausgangsleistung von 637 MW und mit 55,2 % den geringsten Speicherwirkungsgrad. Die Druckluftinjektion in die Gasturbine ermöglicht eine elektrische Leistung von 531,9 MW mit einer Speichereffizienz von 77,0 %. Dabei ist zu beachten, dass nur im Fall des gefeuerten und des ungefeuerten Expanders der gleiche Druckluftmassenstrom ein- und ausgespeichert werden kann. Für die Gasturbineninjektion beträgt der Massenstrom nur 25 % des Einspeichermassenstroms, entsprechend skaliert in der Grafik die aufgewandte elektrische Leistung.

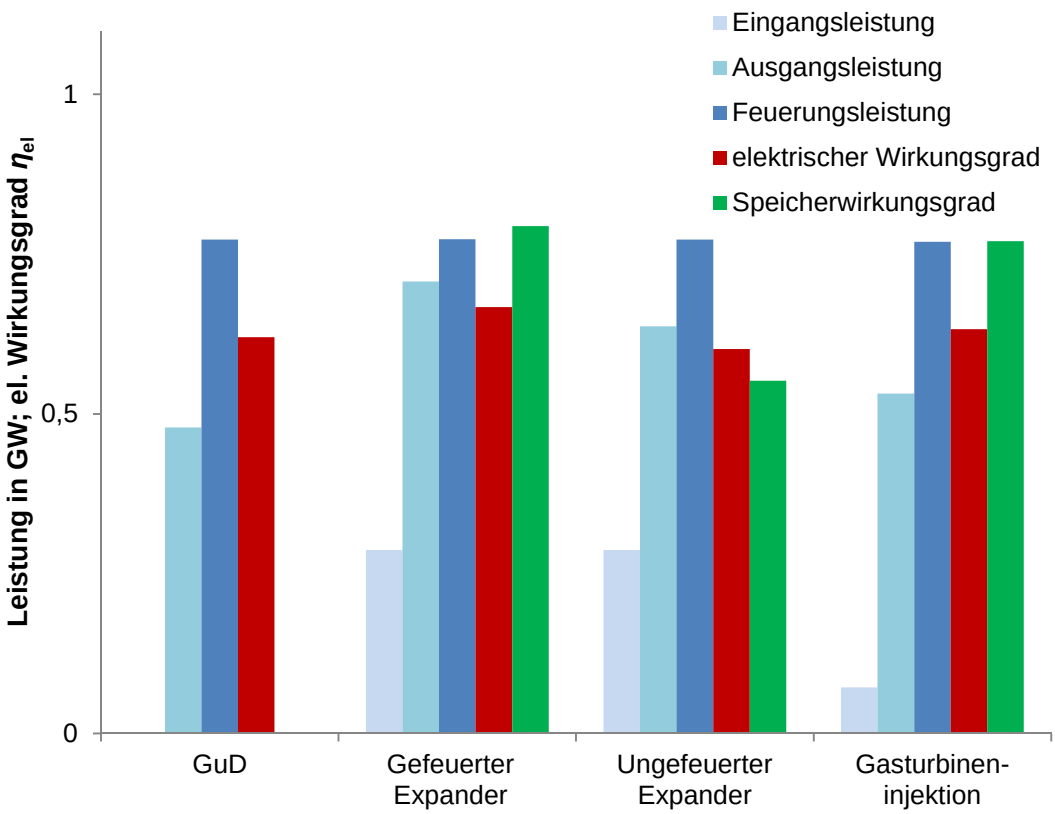


Abb. 7: Vergleich der spezifischen Leistungsparameter der verschiedenen Varianten

5.3 Vergleich mit weiteren Druckluftspeicherkonzepten

Abbildung 8 zeigt einen Vergleich der in der Simulation erzielten Wirkungsgrade mit den eingangs beschriebenen Konzepten.

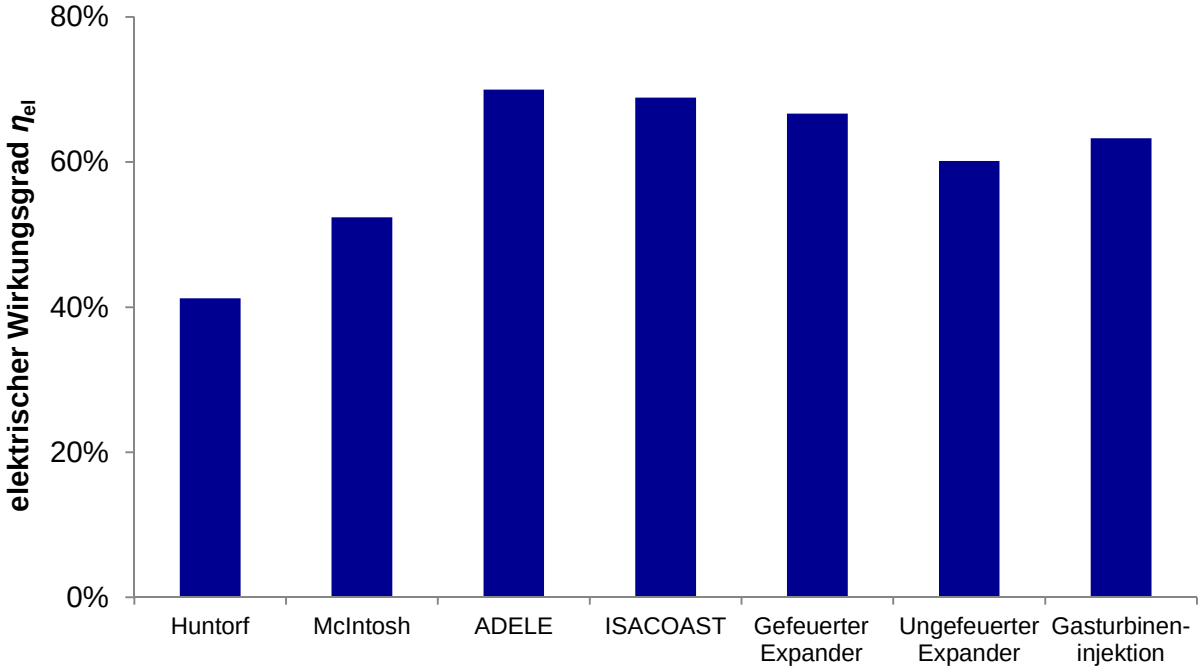


Abb. 8: Vergleich des elektrischen Wirkungsgrads mit anderen Druckluftspeicherkonzepten

Im reinen Gesamtwirkungsgradvergleich erzielen ADELE und ISACOAST mit 70 % bzw. 69 % etwas höhere Werte als die untersuchten Varianten (66,7 % / 60,1 % / 63,3 %). Die technisch nicht mehr aktuellen Anlagen in Huntorf und McIntosh liegen hier weit zurück. Für die Gesamtbewertung gilt es allerdings die technische Umsetzbarkeit der verschiedenen Anlagenkonzepte zu beachten.

5.4 Anmerkungen zur technischen Umsetzbarkeit

- **Gefeuerter Expander**

Es hat herausgestellt, dass einzelne gefeuerte Expander zwar technisch ohne Zweifel möglich sind, allerdings derzeit nicht kommerziell angeboten werden und erheblicher zeitlicher wie auch finanzieller Entwicklungsaufwand nötig wäre um diese bereitzustellen. Diese Nebenbedingung gilt neben weiteren auch für die Umsetzbarkeit des ISACOAST-Konzepts.

- **Ungefeuerter Expander**

Diese Einheiten sind auf dem Markt bereits je nach Leistungsklasse z.B. für Anwendungen in der Öl- und Gasindustrie verfügbar. Außerdem können für größere Anlagen wie in dieser Arbeit vorgestellt, Dampfturbinenderivate verwendet werden.

- **Gasturbineninjektion**

Dieser Ansatz ist vergleichbar zu einer Dampfinjektion in einer STeam Injected Gasturbine (STIG) bzw. einem Cheng Cycle. Die Druckluftinjektion in die Gasturbine ist maßgeblich durch die Eigenschaften des Gasturbinenverdichters, insbesondere dessen Pumpgrenze, beschränkt. Da es keine derartig modifizierte GT26-Anlage gibt, wurde um einen möglichst konservativen Ansatz zu wählen die Druckluftinjektion wie oben beschrieben auf 25% des nominellen Massenstroms der Gasturbine beschränkt. Zudem wurde um eine Überschätzung der Leistungsfähigkeit zu verhindern mithilfe des verstellbaren Vorleitgitters der Massenstrom durch den Verdichter in gleichem Maß vermindert. Da den Autoren kein Verdichterkennfeld der GT26 vorlag konnte keine Validierung dieses Ansatzes durchgeführt werden.

5.5 Weitere bisher nicht betrachtete Vorteile

Das neuartige Anlagenkonzept weist einige „weiche“ Vorteile auf, welche im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter quantifiziert werden konnten, aber Gegenstand zukünftiger Arbeiten sein werden. Diese sind die eingangs erwähnte schnelle Umschaltbarkeit zwischen Ein- und Ausspeicherbetrieb insbesondere im Vergleich mit ISACOAST, was eine Nutzung zur Regelleistungsbereitstellung ermöglicht. Der größte Vorteil gegenüber allen anderen bekannten Anlagenkonzepten ist jedoch die Möglichkeit zur Nutzung für die Kraft-Wärme-Kopplung.

KWK-Kraftwerke weisen bekanntermaßen einen höheren Gesamtwirkungsgrad auf als reine Stromerzeugungsanlagen. Weiterhin steigert KWK die Wirtschaftlichkeit von Kraftwerken, auch durch die Möglichkeit von Förderinstrumenten wie z.B. dem KWK-Bonus in Deutschland zu profitieren. Bisher wurde allerdings nach Wissenstand der Autoren noch kein

Versuch unternommen, ein Speicherkraftwerk „KWK-fähig“ zu machen. Erheblicher Vorteil eines KWK-Speicherkraftwerks ist die Kopplung der Strom- und Wärmenetze. Wenn ein hohes Angebot an erneuerbarem Strom im Netz vorhanden ist, sind die Strompreise i. d. R. niedrig und das Speicherkraftwerk befindet sich im Einspeicherbetrieb. So kann effektiv auch bei einem erdgasgefeuerten Speicherkraftwerk im Einspeicherbetrieb überschüssiger erneuerbar erzeugter Strom zur Wärmebereitstellung genutzt werden. Bei hohen Strompreisen, wenn das Speicherkraftwerk im Ausspeicher- oder im GuD-Betrieb befindet, wird die Wärme wie in konventionellen KWK-Anlagen aus fossilen Quellen bereitgestellt. Zudem ist die Wärmeauskopplung aus Druckluftabwärme exergetisch betrachtet wesentlich effizienter als Power-to-Heat, da nur niederexergetische Abwärme statt vollständig exergetischer elektrischer Strom als Wärme ausgekoppelt wird. Das System arbeitet demnach im Einspeicherbetrieb analog zu einer Hochtemperaturwärmepumpe. Somit weist das KWK-Speicherkraftwerk im Vergleich zu vorhandenen KWK-Anlagen ein großes Potential auf hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit und der CO_2-Emissionen und es könnte einen großtechnischen Beitrag zur Wärmewende leisten.

6 Zusammenfassung

In dieser Studie wurde ein neuartiges Anlagenkonzept vorgestellt, bei welchem ein Druckluftspeicherkraftwerk mit einem GuD-Kraftwerk derart gekoppelt wird, dass eine Nutzung der Kompressionsabwärme ohne thermische Speicher möglich ist. Das Konzept beruht auf einer Rückverstromung der bei der Verdichtung anfallenden Wärme, so dass keine Wärmespeicher benötigt werden.

Es wurden drei verschiedene Konfigurationen des Konzepts in einer Kreislaufsimulation mit dem Programm Ebsilon Professional® untersucht. Dabei zeigt sich, dass die erste Konfiguration mit gefeuerter Expansionsturbine eine Leistung von 707 MW und einen Speicherwirkungsgrad von 79,4 % aufweist. Diese Lösung ist jedoch nicht mit aktuell verfügbaren Komponenten realisierbar. Die zweite Alternative einer separaten ungefeuerten Luftturbine erzielt einen Speicherwirkungsgrad von 55,2 % und lässt sich mit einem geringeren Entwicklungsbedarf umsetzen. Als dritte Variante wurde die Injektion von Druckluft in eine Gasturbine betrachtet, deren Werte zwischen den beiden ersten Varianten liegen. Die Druckluftinjektion ist technisch möglich, jedoch wird die injizierbare Druckluftmenge durch das eingeschränkte Kennfeld des Gasturbinenkompressors begrenzt. Mit der dritten Konfiguration ist ein Speicherwirkungsgrad von 77,0 % möglich.

Im direkten Vergleich des elektrischen Wirkungsgrads mit den bestehenden Konzepten aus der Literatur zeigt sich, dass ADELE und ISACOAST prinzipiell etwas höhere Effizienzen aufweisen. Allerdings sind die dort angegebenen Werte ebenfalls im Hinblick auf die technische Umsetzbarkeit dieser Konzepte zu betrachten.

Der vermutlich größte Vorteil des neuen Anlagenkonzepts liegt in der Kraft-Wärme-Kopplung. Diese konnte aufgrund des Umfangs jedoch im Rahmen der hier vorliegenden Studie nicht mehr untersucht werden und ist, wie ebenfalls eine detaillierte Wirtschaftlichkeitsbewertung, Gegenstand zukünftiger Arbeiten.

7 Literatur

[1] Rogers et. al., Compressed air energy storage: Thermodynamic and economic review, IEEE Power and Energy Society General Meeting, Issue October, 29 October 2014, Article number 6939098

[2] Nakhamkin et al., AEC 110 MW CAES plant. Status of project, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Volume 114, Issue 4, October 1992, Pages 695-700

[3] Schainker et al., Compressed-Air Energy Storage (CAES): Overview, Performance and Cost Data for 25MW to 220MW Plants, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Volume PAS-104, Issue 4, April 1985, Pages 791-795

[4] ADELE Broschüre, online verfügbar unter: http://www.dlr.de/portaldata/1/resources/standorte/stuttgart/broschuere_adele_1_.pdf, zuletzt abgerufen Januar 2016

[5] Moser et al., Status der Entwicklung des adiabaten Druckluftspeichers ADELE, Leopoldina-Symposium Halle (2014), online verfügbar unter: http://www.leopoldina.org/fileadmin/redaktion/Politikberatung/pdf/Peter_Moser__-_Druckluftspeicher.pdf, zuletzt abgerufen Januar 2016

[6] Nielsen et al., Druckluftspeicherkraftwerke zur Netzintegration – ISACOAST CC, 4. Göttinger Tagung zu aktuellen Fragen zur Entwicklung der Energieversorgungsnetze, Göttingen (2012), online verfügbar unter: https://www.efzn.de/uploads/media/Fachforum_1_-_Zusammenfassung.pdf, zuletzt abgerufen Januar 2016

[7] Buttler, A.; Hentschel, J.; Kahlert, S.; Angerer, M., 2015, „Statusbericht Flexibilitätsbedarf im Stromsektor“, Schriftenreihe Energiesystem im Wandel, Technische Universität München, Garching bei München, Deutschland

[8] De Biasi et al., Air injected power augmentatino validated by Fr7FA peaker tests, Gas Turbine World: March-April 2002, Pages 12-15

[9] Alstom, The Next Generation KA24/GT24 From Alstom, The Pioneer In Operational Flexibility, Technischer Bericht, online verfügbar unter: http://www.energiaadebate.com/alstom/Turbina%20de%20Gas%20GT24/GT24%20-%20Technical%20Paper.pdf, zuletzt abgerufen Januar 2016

Proceedings of ASME Turbo Expo 2012
GT2012
June 11-15, 2012, Copenhagen, Denmark

GT2012-68180

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A NOVEL CRYOGENIC RANKINE CYCLE FOR WIND ENERGY STORAGE

G. Zotter
Institute for Thermal Engineering,
Graz University of Technology
8010-Graz, Austria
Email: gerald.zotter@tugraz.at

W. Hermeling
Gasevo GmbH
Clausthal-Zellerfeld, Germany

W. Sanz
Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics,
Graz University of Technology
8010-Graz, Austria
Email: wolfgang.sanz@tugraz.at

ABSTRACT

A novel electrical energy storage system based on cryogenic liquid nitrogen as storage medium was developed and investigated in order to integrate fluctuating wind energy into the electrical grid. In times of surplus electric power from wind turbines the electrical energy is used to generate very cold liquid nitrogen with an air separation unit which will be stored in cryogenic tanks. In times of electricity demand the energy which is stored in the coldness of the liquid nitrogen will be transferred into electrical energy by a Rankine cycle. The external heat input is solely supplied from the ambience because all changes of state of this cryogenic Rankine cycle are below the ambient temperature level. The cycle drives an expansion turbine for power generation with a power of 10 MW.

In this work two variants of the cryogenic Rankine cycle are presented.

The thermodynamic analyses show that the volumetric energy density of this **li**quid **n**itrogen **e**nergy **s**torage **s**ystem (LINESS) amounts > 50 kWh/m³, which is much higher than of many alternative energy storage systems. But the overall efficiency of this storage system is moderate and amounts 13%.

The investigations also show that the technical feasibility of the turbine is given, but a standard steam turbine cannot be adopted for this cycle. The main advantage of this novel storage system compared to compressed air or hydrogen power storage systems is that it can be built independent of geological premises due to the high volumetric energy density.

NOMENCLATURE

a	Specific work
c_p	Specific heat capacity
e	Specific exergy
h	Specific enthalpy
n_{Stage}	Number of turbine stages
$\dot{m}$	Mass flow rate
P	Power
p	Pressure
Pr	Performance ratio
$\dot{Q}$	Thermal power, heat flow
$\dot{q}$	Specific thermal power
s	Specific entropy
T	Temperature
W	Mechanical work, electrical energy
x	Vapor fraction
η	Efficiency
ζ	Exergetic efficiency
τ	Time
ASU	Cryogenic Air Separation Unit
CAES	Compressed Air Energy Storage System
CryRC	Cryogenic Rankine Cycle
COP	Coefficient of performance
CU	Charging Unit
DU	Discharging Unit
H2ES	Hydrogen Energy Storage System
LINESS	Liquid Nitrogen Energy Storage System
LN_2	Liquid nitrogen
N_2	Nitrogen
PHES	Pumped Hydro Energy Storage System

INTRODUCTION

A heavy rise in the use of renewable energy resources, in particular of wind and solar power for electricity generation, is in the long run the only solution for a sustainable and ecologically compatible energy supply for the whole world. However, the temporal and spatial fluctuations of wind cause

Copyright © 2012 by ASME

several difficulties by the integration of wind power into the electrical grid, as

- instabilities of the grid,
- inefficient and uneconomic operation of the conventional power plants at part load causing additional greenhouse gas emissions,
- no use of high supply of wind power in times of low demand so that it has to be wasted by turning the wind turbines out of the wind,
- additional demand on balancing and standby energy for the grid and
- also a high influence on the fluctuation of the electricity tariff.

These effects of the intermittent behaviour of wind will have more negative consequences for electricity supply if the amounts of average wind power, which will be integrated into the grid, rise in the future. To improve this situation it is necessary to use appropriate electrical energy storage systems for an expedient integration of wind power into the grid [1], [2], [3] and [4]. Energy storage systems are able to temporally reconnect the supply with the demand by cutting the peaks and filling the slacks with the buffered energy. Up to now there exist several energy storage technologies, but for different fields of applications. Superconducting magnetic energy storage systems, electrochemical double layer capacitors as well as flywheel energy storage systems and all different kinds of battery systems are suited for short-time storage (less than a few minutes) and are commonly used to improve the quality of the grid. The integration of fluctuating wind power into the electrical grid requires "high energy storage systems" as pumped hydro energy storage systems (PHES) and compressed air energy storage systems (CAES) (see [4], [5] and [6]). Up to now most fluctuating electricity is buffered by PHESs worldwide. Nevertheless, PHES have the same drawback as CAESs. Due to their very low volumetric storage capacity respectively energy density the application of both systems depends on geological premises. A CAES needs a large disused salt cavity or other caverns to buffer the compressed air and the application of a PHES requires a corresponding terrain with an adequate altitude difference between the head and the tail water. So the application range for PHES and CAES is limited, especially for regions, which offer none of these geological premises. Hydrogen energy storage systems (H2ES) could be a proper storage system for wind power integration into the grid because of their very high volumetric energy density compared to PHES and CAES. But H2ES are based on future technologies and are not on state-of-the-art technologies.

To overcome all these drawbacks of the currently available systems, a novel electricity storage system for the appropriate integration of fluctuating wind energy into the grid based on cryogenic liquid nitrogen as storage medium was developed and investigated within this work. The main advantage of this system is that compared to commonly used PHES and also CAES its application is independent of geological premises and compared to H2ES the storage medium is not flammable at the operating conditions and therefore more secure.

In this work the new system is explained and a thermodynamic study of two different variants is presented. Beside the quantitative simulation results also the design of the main component, a cryogenic turbine, is discussed.

DESCRIPTION OF THE STORAGE SYSTEM

The **li**quid **n**itrogen **e**nergy **s**torage **s**ystem (LINESS) is a novel kind of an indirect electrical energy storage system using liquid nitrogen as buffer storage medium as proposed by Hermeling [7]. The working principal of the **LINESS** is schematically shown in Fig. 1.

The LINESS, like all other indirect electrical energy storage systems, consists of a charging unit, a storage unit and a discharging unit [6]. Initially the charging unit converts the electrical energy into another form of energy, which means for example into chemical energy like in batteries or potential energy as PHES do. Afterwards the converted energy - instead of electricity - is stored in an appropriate buffer system, as e.g. compressed air is stored in caverns (CAES). Eventually the stored form of energy is reconverted into electricity by using a discharging unit.

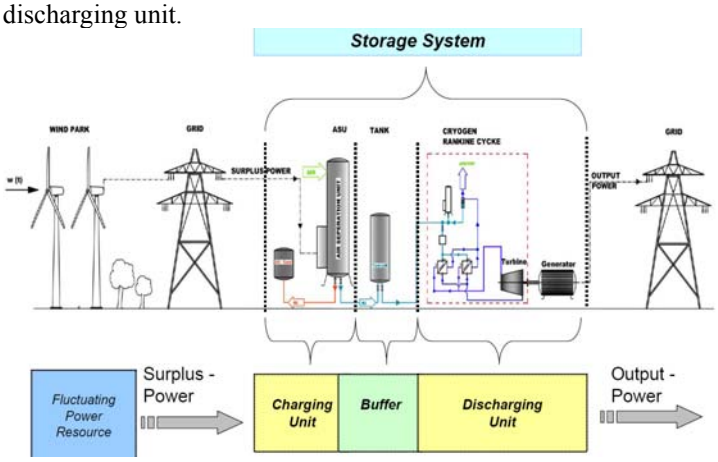


Fig. 1: Principal Drawing of the liquid nitrogen energy storage system

The **LINESS** comprises following stages:

1. In times of surplus electricity from wind turbines the electrical energy is used to generate liquid nitrogen with an **air separation unit** (ASU). It is the charging unit of this storage systems and converts electrical energy into coldness.
2. This liquid and very cold nitrogen is buffered in **cryogenic tanks**. These tanks are super isolated and are in fact the storage unit of the LINESS, storing the coldness of the liquid nitrogen.
3. In case of electricity demand, the energy which is stored in the coldness of the liquid nitrogen will be transferred into electrical energy by a **cryogenic Rankine cycle (CryRC)**. This thermodynamic cycle converts heat into work, but in this special case the external heat input is

Copyright © 2012 by ASME

solely supplied from the ambience. The liquid nitrogen from the tanks gets compressed and heated form the ambience and is then expanded through a turbine which drives a generator, thus generating electrical power. So the CryRC is the discharging unit of this storage system.

The performance ratio of the LINESS ($PR_{e\text{-}store}$) is the ratio of electrical energy output (W_{el_OUT}) to the electrical energy input (W_{el_IN}) during a certain period (τ_{12}). $PR_{e\text{-}store}$ can be calculated as ratio of the accumulated electrical work output during a defined period of time (τ_{12}) related to the input during the same period (τ_{12}) and represents a kind of an overall energetic efficiency ($\eta_{e\text{-}store}$) for the evaluation of an electrical energy storage system.

$$PR_{e-store} = \eta_{e-store} = \frac{W_{el_OUT}\big|_{\tau 12}}{W_{el_IN}\big|_{\tau 12}} = \frac{\int_1^2 P_{el_OUT}(\tau)\cdot d\tau}{\int_1^2 P_{el_IN}(\tau)\cdot d\tau} \quad (1)$$

The overall efficiency of the LINESS depends on the exergetic losses of each conversion unit, the ASU (charging unit), the cryogenic tanks (storage unit) and the cryogenic Rankine cycle (discharging unit). Furthermore, $\eta_{e\text{-}store}$ is the product of the individual exergetic efficiencies (ζ) of each conversion unit, as defined in Eq. (2).

$$\eta_{e-store} = \frac{W_{el_OUT}\big|_{\tau 12}}{W_{el_IN}\big|_{\tau 12}} = \zeta_{ASU}\cdot\zeta_{TANK}\cdot\zeta_{CryRC} \quad (2)$$

The exergetic efficiency of the cryogenic ASU (ζ_{ASU}) is defined in Eq. (3) as the ratio of the generated amount of nitrogen (m_{LN2_ASU}) times its specific exergy[1] related to the required electricity demand. The process of generating LN_2 from air is very energy-intensive. The specific electricity demand to generate 1 kg LN_2 (at 1 bar) in an ASU (a_{ASU}) is 1740 kJ/kg$_{LN2}$ according to [8]. So ζ_{ASU} can also be defined as ratio of the specific exergy of LN_2 (e_{LN2}) to specific electricity demand (a_{ASU}).[2]

$$\zeta_{ASU} = \frac{m_{LN2_ASU}\big|_{\tau 12}\cdot e_{LN2}}{W_{el,IN}\big|_{\tau 12}} = \frac{e_{LN2}}{a_{ASU}} \quad (3)$$

The exergetic losses of the cryogenic tanks are the result of heat transfer from the ambient inside the tanks. It is assumed that special tanks with "super isolation" are used and that the storage time is short, so that the possible heat entry should be minimal. As a result the exergetic efficiency of the store unit (ζ_{TANK}) is set to 1 for this analysis (Eq. (4)).

$$\zeta_{TANK} = 1 \quad (4)$$

The ratio between the generated electrical work by the cryogenic Rankine cycle (W_{el_OUT}) and the necessary exergetic input is defined as its exergetic efficiency (ζ_{CryRC}) according to Eq. (5). The exergetic input depends on the required amount of LN2 generated from the ASU during a defined period (m_{LN2_ASU}) and its specific exergy (e_{LN2}). The electrical work (W_{el_OUT})[3] is the product of the specific turbine work ($a_{Turbine}$) and mass of LN2 passing through the turbine of the of cryogenic Rankine cycle during a defined period (m_{LN2_CryRC}).

So ζ_{CryRC} is the product of the ratio of $a_{Turbine}$ to e_{LN2} and the ratio of the mass of LN2 passing through the to the mass taken from the storage tanks during a defined period.

$$\zeta_{CryRC} = \frac{W_{el_OUT}\big|_{\tau 12}}{m_{LN2_ASU}\big|_{\tau 12}\cdot e_{LN2}} = \frac{m_{LN2_CryRC}\big|_{\tau 12}}{m_{LN2_ASU}\big|_{\tau 12}}\cdot\frac{a_{Trubine}}{e_{LN2}} \quad (5)$$

According to Eqs. (2), (3), (4) and (5) the overall efficiency of the LINESS can be simplified according to Eq. (6). $\eta_{e\text{-}store}$ is the product of the ratio of specific work of the cryogenic Rankine Cycle ($a_{Turbine}$) to the specific electricity demand of the ASU (a_{ASU}) and the ratio of mass passing through the turbine as working fluid (m_{LN2_CryRC}) to the mass generated by the ASU (m_{LN2_ASU}) during a defined period

$$\eta_{e-store} = \frac{m_{LN2_CryRC}}{m_{LN2_ASU}}\bigg|_{\tau 12}\cdot\frac{a_{Turbine}}{a_{ASU}} \quad (6)$$

GENERAL REMARKS TO A CRYOGENIC RANKINE CYCLE

This work focuses on the analysis of the cryogenic Rankine cycle (CryRC), which reconverts electrical energy from the coldness of the stored cryogenic nitrogen. The peculiarity of this cycle is the working fluid, the way of compressing the nitrogen and the fact that all changes of state are below the ambient temperature level. Fig. 2 shows a reversible cryogenic Rankine cycle in a T, s – diagram.

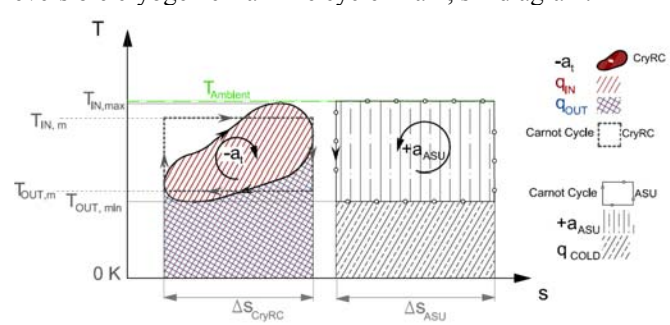


Fig. 2: T, s – diagram of a reversible cryogenic storage system with the corresponding Carnot Cycles

The maximal possible temperature of the external heat supply is limited by the ambient temperature level as long as solely free available heat from ambience is used (see Fig. 2). The theoretical maximum efficiency for a reversible Rankine cycle is the Carnot efficiency, based on the mean temperatures

[1] $e_{(x)} = h_{(x)} - h_{ambient} - T_{ambient}\cdot(s_{(x)} - s_{ambient})$
- $h_{(x)}$ & $s_{(x)}$ … depending on the thermodynamic state;
- $h_{ambient}$ = 233,23 kJ/kg & $s_{ambient}$ = 6,744 kJ·kg^{-1}·K^{-1} for N_2 @ $T_{ambient}$ = 0°C and $p_{ambient}$ = 1,013 bar

[2] at 1 bar

[3] The efficiency of the electrical generator is not considered in the cycle analyses

Copyright © 2012 by ASME

of heat input ($T_{IN,\ m}$) and output ($T_{OUT,\ m}$). For constant temperatures of heat input and output (rectangle cycle) the Carnot efficiency amounts to 71.7% for the atmospheric boiling temperature of LN_2 (-195.8°C [10]) and an ambient temperature of 0°C.

But in this particular case of a closed cryogenic Rankine Cycle the effort is given by the heat output instead by the heat input, due to the fact that a heat sink of very low temperature is required to remove the waste heat out of the system. The minimal effort to generate coldness at a defined temperature can be found by a counterclockwise operating Carnot Cycle (see Fig. 2). That means that the maximal achievable $\eta_{e\text{-store},m}$ of the LINESS is found by the Carnot efficiency of the CryRC (η_{Carnot}) and the Carnot coefficient of performance of the refrigeration cycle (COP_{Carnot}) for the required and available temperatures according to Eq. (7). This leads to a limitation of $\eta_{e\text{-store}}$ to a value lower than 28% for an ambient temperature of 0°C[4] and the boiling temperature of LN_2 at atmospheric pressure[5].

$$\eta_{e-store} \leq \eta_{Carnot} \cdot COP_{Carnot} = \left(1 - \frac{T_{OUT}}{T_{IN}}\right) \cdot \left(\frac{T_{OUT}}{T_{IN} - T_{OUT}}\right) \qquad (7)$$

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THE CRYOGENIC RANKINE CYCLE

The focus of this work is the thermodynamic analysis of the discharging unit of this novel electrical storage system using LN2. Therefore, two different cryogenic Rankine cycles are investigated in detail. In order to evaluate the performance of each concept, simulation models are set up in the software IPSEpro 4.1 0 and thermodynamically analyzed using the fluid properties according to [10]. Following parameters are varied in the analysis:

- turbine inlet pressure (p_{high}),
- turbine back pressure (p_{back}),
- turbine inlet temperature ($t_{turbine,IN}$)

The results of these investigations are compared with each other in order to discuss the influence of the parameters on the

- **overall efficiency** ($\eta_{e\text{-store}}$) and
- **volumetric energy density** which is a measure of the investment costs.

Following assumptions are made for the simulations:

- LN2 is stored at atmospheric pressure in the cryogenic tank at a temperature of -195°C. The tank pressure constitutes the low pressure level (p_{low} = 1,013 bar) of the CryRC and represents the compressor inlet pressure.
- Due to mechanical strength deliberations the turbine inlet pressure should be not higher than 200 bar.
- In the case of using ambient heat the turbine inlet temperature is limited to the ambient temperature level ($t_{turbine,IN} \leq 0$°C).
- The system boundary of the cycle is assumed adiabatic in the simulations so that there is no heat input from the ambience except in the heat exchangers to transfer ambient heat into the cycle.
- The pressure loss of each heat exchanger is considered with 3% of the inlet pressure. Pressure losses in the pipes are neglected.
- The required pinch temperature differences in the heat exchangers are set to 5 K in order to obtain reasonable heat exchangers surfaces.
- The isentropic efficiency of the turbine ($\eta_{T,is}$) is estimated to 70% based on its power of 10 MW. Mechanical and electrical losses are neglected in this analysis.
- In order to avoid an expansion of the turbine flow into the two-phase region the quality at the turbine outlet must be higher than 1.

CRYO-P® – COMPRESSOR

For the required pressure rise of the liquid nitrogen in the cryogenic Rankine cycle the so called "CRYO-P®-Compressor" [9] is used instead of pumps. This CRYO-P®-Compressor uses heat from the ambience in order to increase the pressure by an isochoric change of state. It is not a conventional compressor with a rotor or a piston, but it uses different tanks and actuated valves to increase the pressure in an intermittent periodic process. It was originally developed and patented by Hermeling [9] for the filling of gas bottles. The premise for its operation is that the temperature of the liquefied fluid has to be significantly lower than the ambient temperature.

In order to use the CRYO-P®-Compressor in the simulation, the changes of state in the compressor are determined by a detailed analysis based on mechanic, thermal and thermodynamic equilibrium using the conservative laws of energy and mass. Characteristic curves are derived from the simulation giving the different relationships [11]. Fig. 3 shows the relation between end pressure and temperature of the CRYO-P®-Compressor compared to an ideal pump.

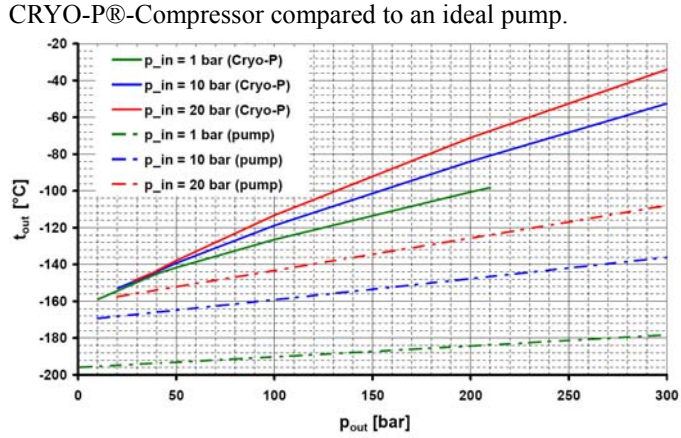


Fig. 3: Temperature of the fluid after the pressure rise (t_{out}) by an ideal pump and by the CRYO-P-Compressor as function of the outlet pressure (p_{out}) for different inlet pressures (p_{in})

[4] $=T_{IN,M}$ & T_{IN} = 273.15 K
[5] $=T_{OUT,M}$ & T_{OUT}; = 77.4 K

Copyright © 2012 by ASME

The pressure rise is associated with a much higher temperature increase and thus entropy production than in a conventional pump. But on the other hand the compression takes place without any electrical power demand. The characteristics derived are incorporated in an IPSEpro model of the CRYO-P®-Compressor used in the simulation.

CRYOGENIC RANKINE CYCLE VARIANT I (CRYRC-I)

The first variant of the cryogenic Rankine cycle (CryRC-I) is depicted in Fig. 4. It is a semi-closed transcritical[6] power cycle, which is driven only by heat from the ambience due to the fact that all changes of state are below the ambient temperature level. Fig. 5 and Fig. 6 show possible variants of the CryRC-I in the T, s –diagram as explained below.

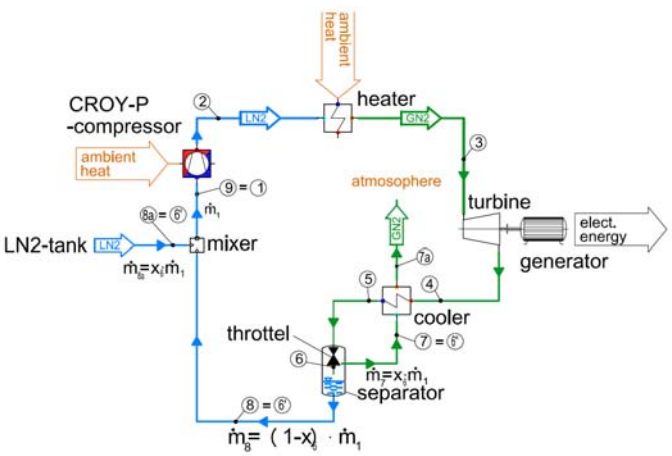


Fig. 4: Scheme of the Principal Process Design for the CryRC-I

The CryRC-I consists of the following components (the numbers correspond to the changes of state as shown in the T, s – diagram of Fig. 5 and Fig. 6):

CRYO-P® – Compressor:

1-2: This novel compressor "pumps" LN2 from p_{low} up to turbine inlet pressure ($p_{high} > p_{Crit.}$ – supercritical pressure) solely by ambient heat and without any further external power

Heater:

2-3: This counter-flow heat exchanger transfers ambient heat to the supercritical nitrogen at nearly constant pressure (only pressure losses).

Turbine:

3-4: This back-pressure turbine drives the generator by expanding the nitrogen to the middle pressure level (p_{back})

Cooler:

4-5: In this counter-flow heat exchanger the gaseous N_2 leaving the turbine is cooled into the two-phase region at nearly constant back pressure (only pressure losses), using the cooler vaporized nitrogen from the separator (*7*)

7-7a: The vaporized part of nitrogen from the separator is used to cool the nitrogen coming from the turbine before it is emitted to the ambience.

Throttle:

5-6: In the isenthalpic throttle the nitrogen expands from p_{back} to p_{low} within the two-phase region. This change of state is associated with a temperature decrease due to the Joule-Thomson effect.

Separator:

6'-6": The different liquid and vapor phase are separated.

6'-8: The liquid nitrogen is fed back to the compressor via a mixing chamber.

6"-7: The vapor phase is sent to the cooler.

Mixer:

8-9: The amount of vaporized N_2 emitted to the ambience after the cooler (7a) is replaced by LN_2 from the cryogenic tank and mixed with the liquid nitrogen flow from the separator.

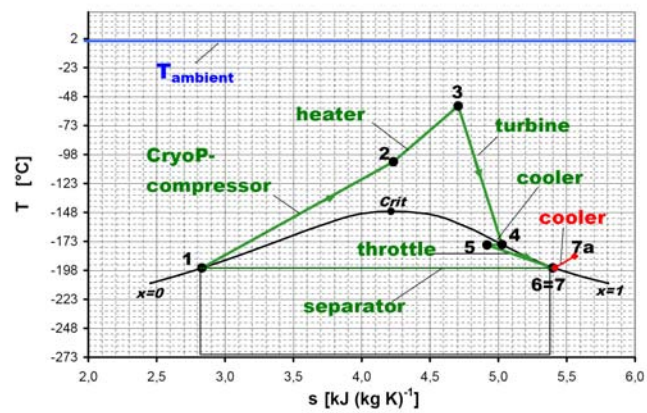


Fig. 5: T, s – diagram of the CryRC-I with the endpoint of the turbine expansion at the saturated vapor line (p_{high} = 200bar, p_{middle} = 6.5bar, p_{low} = 1bar, $\eta_{T,\,is}$ = 0.7)

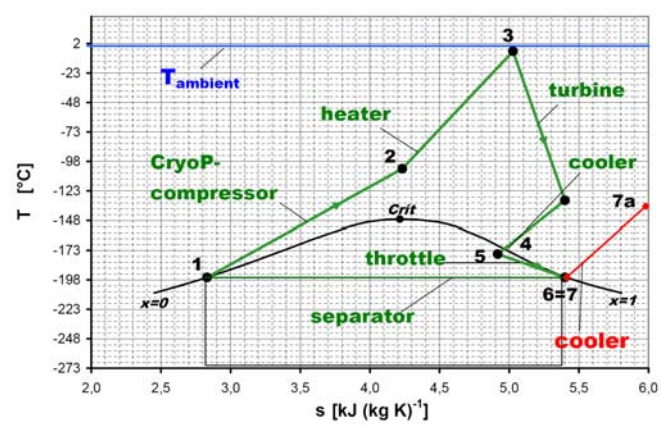


Fig. 6: T, s – diagram of CryRC-I with the endpoint of the turbine expansion in the vapor region (p_{high} = 200bar, p_{middle} = 6.5bar, p_{low} = 1bar, $\eta_{T,\,is}$ = 0.7)

[6] Supercritical heat input and subcritical heat output

Copyright © 2012 by ASME

The working fluid of this novel power cycle is the nitrogen from the cryogenic tanks (see Fig. 4: point 8a). As mentioned before it is a semi-closed cycle, because the part of vaporized nitrogen in the separator gets emitted to ambience (see Fig. 4: point 7a). The amount of nitrogen which leaves the cycle has to be replaced by LN_2 from the cryogenic tanks.

The emitted gaseous (vaporized) nitrogen (7a) is still very cold. From an energetic point of view it should be liquefied again. This is only possible if the ASU also works at times of high electricity demand (this is the case when the ASU is of high capacity and LN2 production for storage is only one task). Another option would be the storage of this cold gaseous nitrogen which would require big additional tanks, so that the volumetric energy density would be significantly reduced.

As mentioned before, only the non-liquid nitrogen has to be replaced from the tank. So the task of the cooler is to reduce the vapor fraction (x_6 as defined by Eq. (8)) by cooling the gaseous nitrogen leaving the turbine with the non-condensed vaporized nitrogen from the separator (7-7a). It can be used because its temperature after the isenthalpic throttling (5-6) is lower than of the nitrogen leaving the turbine according to the Joule-Thomson effect (see Fig. 6). The relationship between vaporized and liquid mass fraction in the separator is shown by following Eqs. (8-10).

$$x_6 = \frac{\dot{m}^v}{\dot{m}^l + \dot{m}^v} = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_8 + \dot{m}_7} = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} \tag{8}$$

$$\dot{m}_{new_LN2} = \dot{m}_7 = \dot{m}_1 \cdot x_6 = \dot{m}^v_{Separator} \tag{9}$$

$$\dot{m}_{LN2_separator} = \dot{m}_8 = \dot{m}_1 \cdot (1 - x_6) = \dot{m}^l_{Separator} \tag{10}$$

Conclusions drawn from the thermodynamic results

According to Eq. (6) the overall efficiency of the storage system ($\eta_{e\text{-}store}$) depends on the amount of nitrogen which is supplied from the cryogenic tanks ($\dot{m}_7$). So the vapor fraction after the throttle (x_6) should be as low as possible. This influence is shown by Eq. (11).

$$\eta_{e-store} = \frac{a_{Turbine}}{x_6 \cdot a_{ASU}} \tag{11}$$

However, a high condensation rate of the nitrogen leaving the turbine is not possible in the cooler, because two effects counteract. The first one is that the cooling mass flow from the separator ($\dot{m}_7$) is much smaller compared to the mass flow coming from the turbine ($\dot{m}_1$). The other fact is that the specific enthalpy of condensation ($\dot{q}_{45} = h_5\text{-}h_4$) is much higher than the specific enthalpy difference ($\dot{q}_{77a}=h_7\text{-}h_{7a}$) available for cooling. The amount of heat which can be transferred in the cooler depends on the state of the nitrogen leaving the turbine (4). As can be seen by comparing Fig. 5 and Fig. 6 the less heat can be transferred in the cooler the closer the turbine exit state 4 is near the saturation line. In the case of saturated vapor at turbine exit the cooling effect of the cooler and its consequence on vapor fraction in the separator is negligible.

The request that the turbine expansion ends at the saturation line leads to lower turbine inlet temperatures for given inlet and back pressure as can be seen in Fig. 5. If this request is abandoned, the turbine inlet temperature can be much higher as can be seen in Fig. 6. And a higher inlet temperature results in a higher specific turbine work.

According to Eq. (11) a high overall efficiency requires a low vapor fraction (x_6) and a high specific turbine work ($a_{Turbine}$). But the thermodynamic analysis shows, that both conditions cannot be followed at the same time. Fig. 7 shows that an increasing vapor fraction in the separator leads to a reduced turbine work.

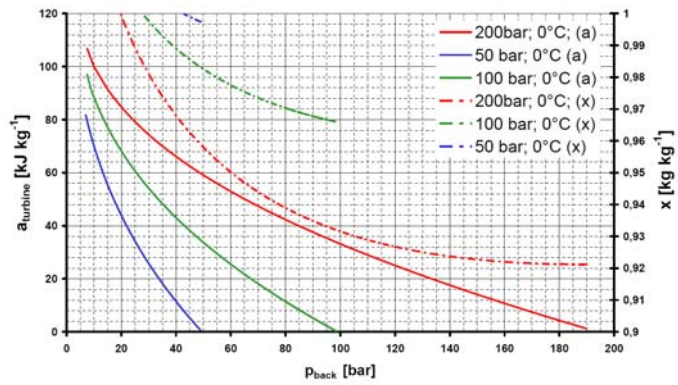


Fig. 7: Specific turbine power $a_{Turbine}$ and vapor fraction after the throttle x_6 as a function of the back-pressure at different turbine inlet pressures/ p_{low} = 1bar; $t_{turbine,\ in}$ = 0°C

This relation can also be deduced from Fig. 8 and Fig. 9. Fig. 8 shows the h-s diagram of CryRC-I in the variant depicted in Fig. 6, whereas Fig. 9 shows a CryRC-I variant where the turbine expansions ends on the left side of the critical point. In order to generate a high amount of LN_2 after the throttle the entropy of the throttle inlet (5) should be lower than the value of the critical point. But this leads to low turbine work (see Fig. 8). Hence, conditions which result in a higher amount of LN2 in the separator also result in a lower specific turbine work, as can be seen by comparing Fig. 8 and Fig. 9.

The thermodynamic analysis also shows that at conditions of high specific turbine work the overall efficiency is higher than at conditions of low vapor fraction (see Fig.), so that the cycle should be designed with high specific work.

Further investigations show that at operating points of high specific turbine work and thus efficiency, there is no positive effect of the throttle and the cooler due to the relatively high irreversibility. This is illustrated by the Sankey diagrams of Fig. 11 comparing the exergy fluxes for the CryRC-I cycle with and without the components cooler, throttle and separator. The turbine work increases from 18 % to 25 % of the exergy input by omitting these components. Hence, the components cooler and the throttle including the separator are omitted in the cryogenic Rankine cycle.

Summarizing, the optimal conditions for a high overall efficiency are following:

Copyright © 2012 by ASME

- The turbine inlet temperature ($t_{turbine,IN}$) should be as high as possible. In the case of using ambient heat this temperature is limited to the ambient temperature level (0°C).

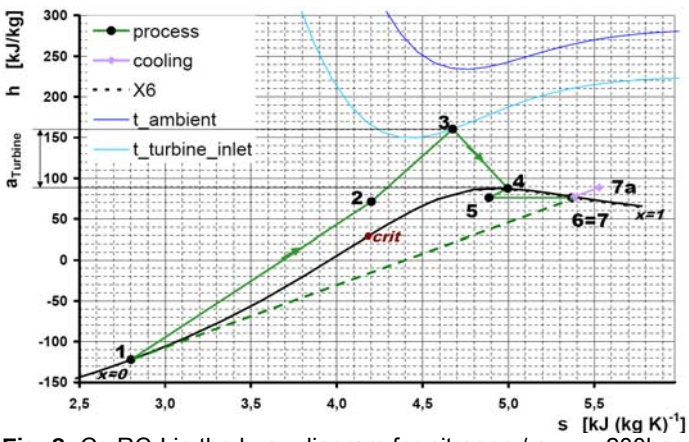


Fig. 8: CryRC-I in the h, s –diagram for nitrogen / p_{high} = 200bar, p_{middle} =6.5bar, p_{low} = 1bar, $\eta_{T,\,is}$ = 0.7

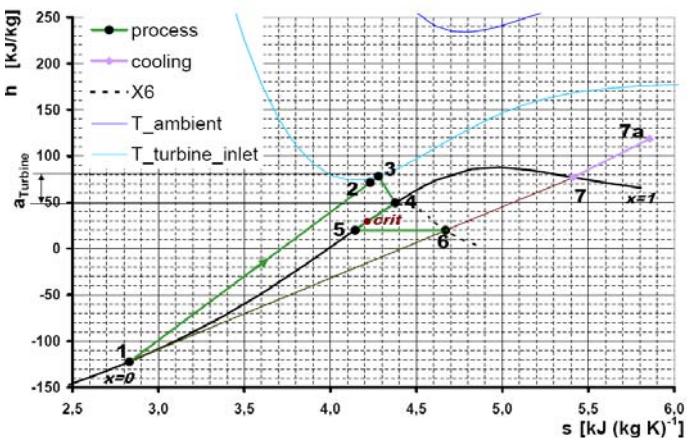


Fig. 9: CryRC-I in the h, s –diagram for nitrogen / p_{high} = 200bar, p_{middle} = 33,5bar, p_{low} = 1bar, $\eta_{T,\,is}$ = 0,7

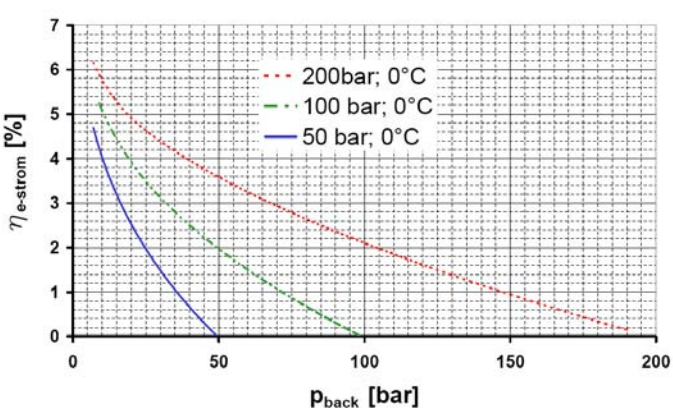


Fig. 10: The overall efficiency ($\eta_{e\text{-store}}$) versus the back-pressure at different turbine inlet pressures/ p_{low} = 1bar; $t_{turbine}$, in = 0°C

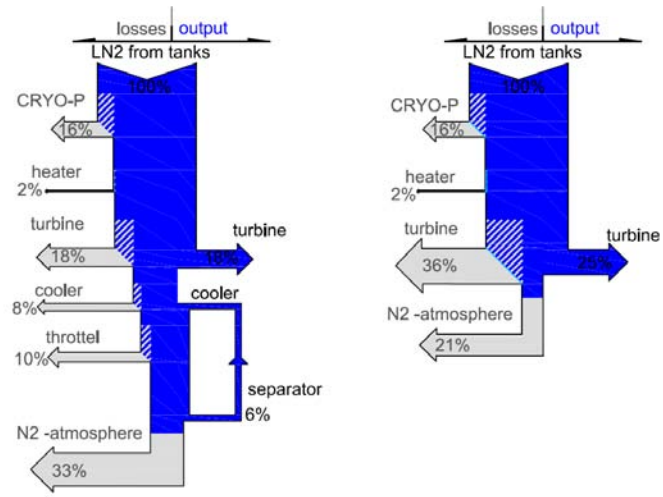


Fig. 11: Exergy Sankey diagram for the CryRC-I with (left) and without (right) cooler, throttle and separator

- The turbine inlet pressure (p_{high}) should be also as high as possible. Due to mechanical strength deliberations it is limited to 200 bar in this work.
- The turbine back pressure (p_{back}) should be as low as possible for a high specific turbine work ($a_{Turbine}$). Hence, the turbine back pressure is equal to the low cycle pressure (1 bar).

For these conditions the turbine work $a_{Turbine}$ amounts 137 kJ/kg, which results in an overall efficiency ($\eta_{e\text{-store}}$) of about 7.9%. All the nitrogen leaving the turbine is emitted to the ambience, which means a high exergetic loss because of its low temperature (-173°C).

Further it is clear that the isentropic efficiency of the turbine also has a major influence on $\eta_{e\text{-store}}$. An idealized isentropic expansion of the turbine would generate a turbine work $a_{Turbine}$ with a value of 196 kJ/kg which would theoretically improve the efficiency $\eta_{e\text{-store}}$ of the LINESS to a value of about 11%.

CRYOGENIC RANKINE CYCLE VARIANT II (CRYRC-II)

In order to improve the efficiency a second variant of cryogenic Rankine cycle (CryRC-II) is proposed (see Fig. 12). The improvements of the new cycle (CryRC-II) compared to the first one (CryRC-I) are based on two effects: Firstly, according to the preliminary investigations a high $\eta_{e\text{-store}}$ requires an as high as possible turbine work $a_{Turbine}$. Secondly, any additional heat input does not influence the efficiency as it is heat from the ambience.

As shown in Fig. the CryRC-II is also an open transcritical power cycle heated from the ambience and emitting the nitrogen after the expansion into the atmosphere for the "heat rejection".

Copyright © 2012 by ASME

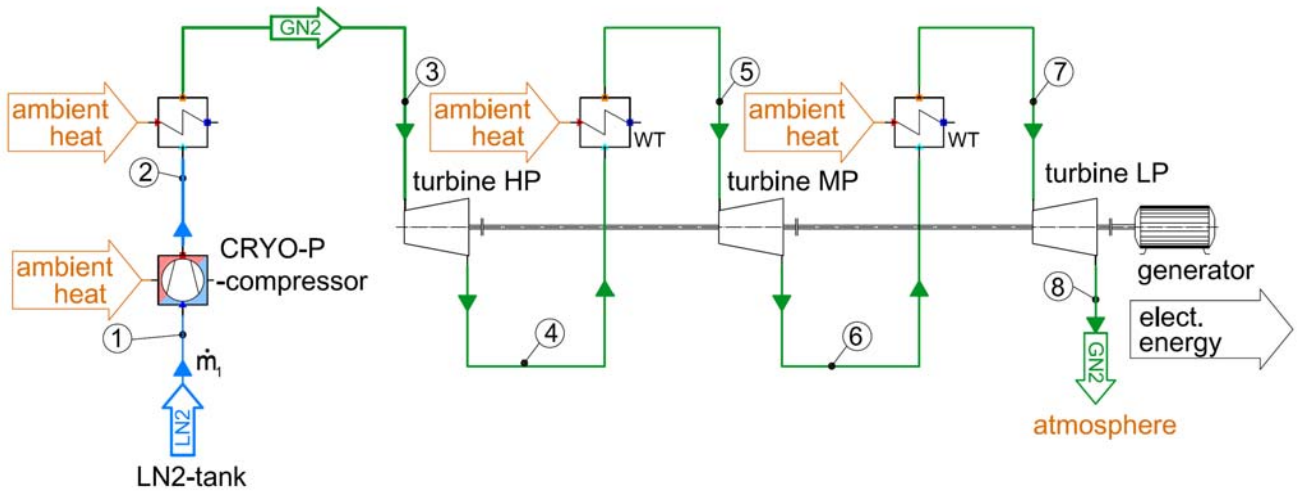


Fig. 12: Scheme of the Principal Process Design for the CryRC-II

The CryRC-II consists of a CRYO-P®-Compressor, a heater and a three-stage expansion turbine with dual reheating as shown in Fig. 12 cooler, throttle and separator are not part of the CryRC-II. Following new components are added:

High-Pressure Turbine HP:

3-4: The high pressure turbine (first stage of the expansion) expands the nitrogen from p_{high} to the first back pressure level ($p_{back,H}$).

Reheater I:

4-5: In this heat exchanger the nitrogen leaving turbine HP is reheated to the ambient temperature solely by ambient heat at nearly constant pressure $p_{middle,H}$ (only pressure losses).

Middle Pressure Turbine MP:

5-6: The second turbine stage is the middle pressure turbine, expanding the nitrogen from $p_{back,H}$ to the a lower pressure level ($p_{back,L}$).

Reheater II:

6-7: Similar to the reheater I the nitrogen leaving the turbine MP is reheated to ambient temperature at pressure $p_{back,L}$, (nearly constant, only pressure losses).

Low-Pressure Turbine LP:

7-8: The final low pressure turbine is the last stage of the three-stage turbine and expanses nitrogen from $p_{back,L}$ to the ambient pressure (1 bar). Then the nitrogen leaves the turbine to the atmosphere.

Fig. 13 depicts the T-s-diagram of CryRC-II. The effect of the additional heat input from the ambience can be seen as red colored areas.

The overall efficiency of CryRC-II can be defined according to Eq. (12)

$$\eta_{e-store} = \frac{\sum a_{Turbine}}{a_{ASU}} \tag{12}$$

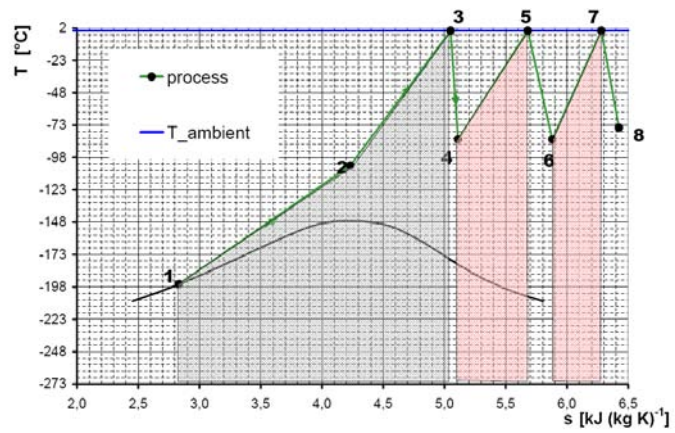


Fig. 13: T, s – diagram of the CryRC-III at ; p_{high} = 200bar, p_{middle_1} = 40bar, p_{midle_2}= 5bar, $p_{ambience}$ = 1bar & $\eta_{is,T}$ = 0.7

Conclusions drawn from the thermodynamic results

For the thermodynamic analysis the pressure ratio of each turbine stage is varied for a peak pressure of 200 bar. The investigations show that an equal pressure ratio for each turbine stage of π_{Stage} = 5.8 (see Eq. (13)) results in a maximum specific turbine work.

$$\pi_{Stage} = \sqrt[n_{stage}]{p_{high} / p_{atm}} \tag{13}$$

The results of this investigation show that a specific turbine work of 224 kJ/kg can be achieved. Based on this value the efficiency $\eta_{e-store}$ increases to 12.9% using the CryRC-II for discharging the LINESS, which is a relative improvement of 58% compared to the CryRC-I. The volumetric energy density is 50 kWh/m³ based on the value of 224 kJ/kg for $a_{Turbine}$ and a density of 806 kg/m³ of the LN_2 in the tank.

Copyright © 2012 by ASME

FEASIBILITY STUDY OF THE TURBINE

The main dimensions of the three-stage axial turbine useable for nitrogen were designed for a power of 10 MW. The parameters for the design of this special turbine are following:

- High pressure turbine inlet: 200 bar; -5°C
- Middle pressure turbine inlet: 34.5 bar ; -5°C
- Low pressure turbine inlet: 5.8 bar; -5°C

To generate 10 MW power a mass flow rate of 47.6 kg/s nitrogen is required (incl. 92% electrical and mechanical efficiency).

The isentropic efficiency of the turbine has a significant influence on the overall efficiency of the LINESS. This fact has been considered for the design of this reaction turbine, which is shown in Fig. 14.

The shaft of all three stages runs at 12000 rpm so that a gear unit is used between turbine and generator. The last stage respectively the low pressure turbine is a transonic turbine because the speed of sound is only 289 m/s due to the low exit temperature of -70°C. The main dimensions of this complex high pressure expansion turbine are listed in Table 1.

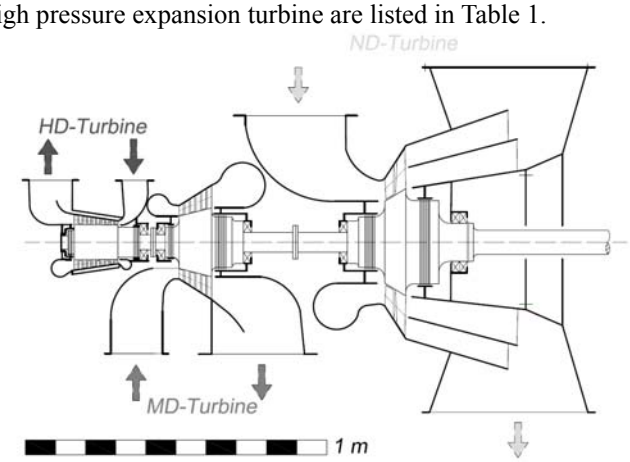


Fig. 14: Preliminary design of the CryRC-II turbine [11]

Table 1: Main dimensions of the turbine for the CryRC-II

Turbine		High pressure		Middle pressure		Low pressure	
		Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
Volume flow	m^3/s	0.2	0.7	1.1	5.1	7.7	28.5
Outer diameter	*m*	0.143	0.186	0.244	0.186	0.430	0.643
Mean diameter	*m*	0.129	0.152	0.209	0.152	0.352	0.500
Inner Diameter	*m*	0.115	0.117	0.117	0.117	0.273	0.357
Blade length	*mm*	14	34	35	76	78	143
Enthalpy drop	*kJ/kg*	70		80		73	
Stage number	-	6		3		1	
Speed	*rpm*	12000		12000		12000	
Reaction degr.	-	0.45		0.5		0.5	

CONCLUSIONS

The reasonable and necessary use of renewable wind energy causes several difficulties by the integration of wind power into the electrical grid due to the fluctuating behaviour of the wind supply. In order to improve this situation a novel electrical energy storage system based on cryogenic liquid nitrogen as storage medium was investigated. This **li**quid **n**itrogen **e**nergy **s**torage **s**ystem (LINESS) uses surplus electric energy from wind turbines to generate very cold liquid nitrogen with an ASU, which will be stored in cryogenic tanks. In case of electricity demand, the energy which is stored in the coldness of the liquid nitrogen will be transferred into electrical energy by a cryogenic Rankine cycle.

Two different variants of this cycle (CryRC-I and CryRC-II) , which convert the coldness of the LN_2 into work by heat input from the ambience, are investigated and compared to each other. The better cycle is the CryRC-II, which works with a three-stage turbine and two reheaters to use more of the cost-free ambience heat for the power conversion. Hence, the specific turbine work for this cycle amounts to 224 kJ/kg.

Beside the advantage of an about 10 times higher volumetric energy density (50 kWh/m³) of the LINESS compared to a CAES the overall efficiency of this storage system amounts only 13%.

The technical feasibility of the turbine for the CryRC-II is given, but the design has to consider the complexity of reheating, the high peak pressure (200bar) and the low temperatures. But a CAES system requires combustible fuel, typically natural gas, which results in greenhouse gas emissions [12][7].

The low efficiencies are a drawback of this novel storage system LINESS, but it is going to be further improved. Nevertheless, LINESS has the main advantage compared to CAES or PHES that this system can be built independent of geological premises.

REFERENCES

[1] **Cruden A, Dudgeon GJW**, 2000, "Opportunities for energy storage operating with renewable energy systems" Proceedings of the EESAT 98, Electric Energy Storage Applications and Technologies; September 2000

[2] **Kruck, Ch.** 2008, "Integration of electricity gemeration from wind energy and storage systems considering compressed air energy storage systems" - (in German: Intergration von Stromerzeugung aus Windenergie und Speichersystemen unter Berücksichtigung von Druckluftspeicherkraftwerken.), Dissertation, University Stuttgart ISSN 0938-1228

[3] **Kaldellis K., Kapsali M. and Kavadias K.A.,** 2010, "Energy balance analysis of wind-based pumped hydro storage systems in remote island electrical networks". Applied Energy, 87 (2010), pp. 2427–2437

[4] **EPRI-DOE,** 2003, "EPRI-DOE handbook of energy storage for transmission and distribution applications." Report Number 1001834, EPRI, Palo Alto, CA and the US Department of Energy, Washington, DC

[7] According to [12] a CAES system typically consumes about 4500 kJ of combustible fuel and 0.7 kWh electricity for each kWh delivered.

Copyright © 2012 by ASME

[5] **Dötsch, C,** 2008, “The Storage of electrical power” – (in German) ENERGY2.0 KOMPENDIUM 2008, http://www.energy20.net/pi/index.php?StoryID=317&articleID=122638

[6] **Sauer U.** 2006, “Options to store electrical energy“**.** (in German) RWTH Aachen, 2006 http://www.eurosolar.de/de/images/stories/pdf/Sauer_Optionen_Speicher_regenerativ_okt06.pdf

[7] **Hermeling W.,** 2010, “Process for demand-actuated controll and equalization of the electrical output power of an energy conversion unit” (in German: Verfahren zur bedarfsgerechten Regelung und Glättung der elektrischen Ausgangsleistung eines Energiewandlers“ – Austrian Patent

[8] **Knowlen C., Mattick A., Bruckner A & Hertzberg A**., 1988, “High Efficiency Conversion Systems for Liquid Nitrogen Automobiles.” Aerospace and Energetics Research Program, University of Washington, Society of Automotive Engineers Inc

[9] **Hermeling W.,** 2007, “Process for a pistion-free compression of cryogen liquified gases“ (in German: Verfahren zur kolbenlosen Verdichtung kryogen verflüssigter Gase (CRYO-P-Verfahren) – Austrian Patent

[10] **Wagner, W., Span, R., Lemmon, E.W., Jacobsen, R.T. & Yokozeki A.** 2000, “A Reference Equation of State for the Thermodynamic Properties of Nitrogen for Temperatures from 63.151 to 1000 K and Pressures to 2200 MPa.” Journal of Physical and Chemical Data. Volume 29, Nov. 6, 2000, 1361 – 1433

[11] **Zotter G.,** 2009,“Feasibility study of an alternative electric energy storage system for fluctuating regenerative energy” (in German), Diploma Thesis, Graz University of Technology

[12] **Denholm P., Kulcinski GL.,** 2004 “Life cycle energy requirements and greenhouse gas emissions from large-scale energy storage systems.” Energy Convers Manage2004; 45:2153–72.

SimTech Simulation Technology, 2009, "IpsePro Overview", http://www.simtechnology.com/IPSEpro

Copyright © 2012 by ASME

Wirtschaftliche Bewertung von Stromspeichertechnologien

DI Dr Maximilian KLOESS

TU Wien, Energy Economics Group

Einleitung & Fragestellung

Problemstellung:

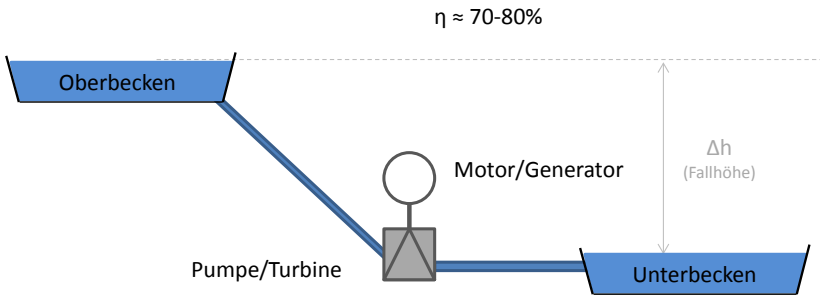
- Erhöhung des erneuerbaren Anteils als Maßnahme zur Senkung von Treibhausgasemissionen in der Stromerzeugung
- Steigender Anteil erneuerbarer Energieerzeugung führt u.a. zu höheren Speicherbedarf

Fragestellung:

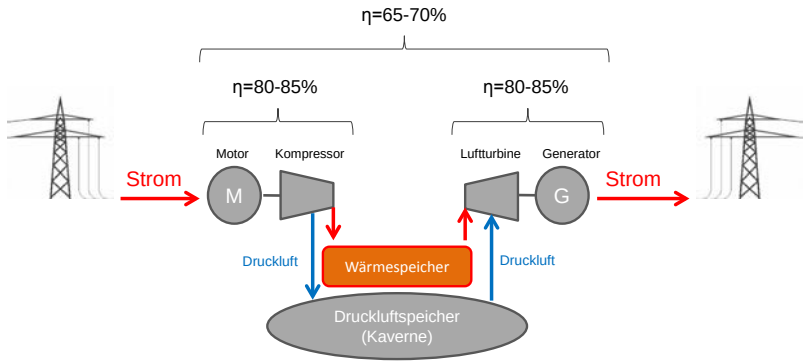
- Ist die Errichtung von Großspeichern in Österreich wirtschaftlich?
- Welche Technologien sind aus wirtschaftlicher Sicht interessant?
- Was sind die entscheidenden Faktoren für die Wirtschaftlichkeit?

Speichertechnologien

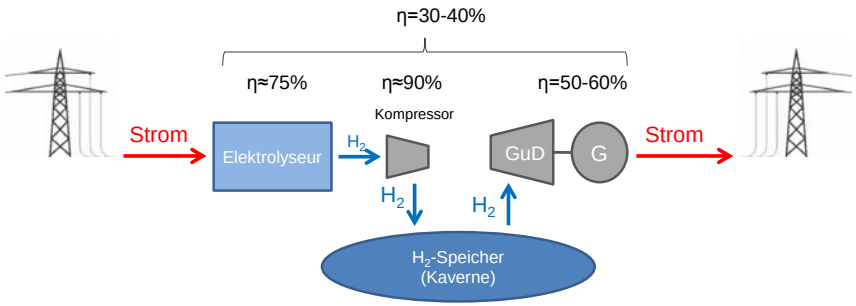
Pumpspeicher (PSP)



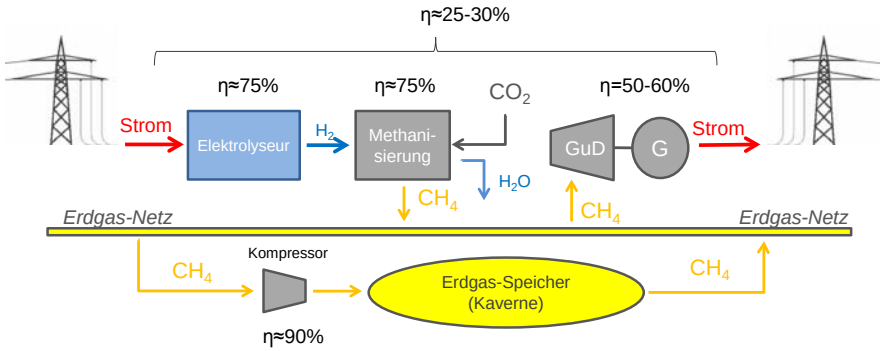
Adiabater Druckluftspeicher (AA-CAES)



Wasserstoffspeicher (H_2)



Methanspeicher (RES-E CH_4)



Speichertechnologien

Technologieüberblick

			PSP	AA-CAES	NaS	Redox-Flow	Li-Ion	Wasserstoff-Speicher	Methan-Speicher
Wirkungsgrad	Laden	[%]	92	84	87	87	92	68	50
	Entladen	[%]	92	84	87	87	92	50	50
Reaktionszeit			Minuten (bei Stillstand) sekunden (rotierend)	15 Minuten (Kaltstart)	Millisekunden	Millisekunden	Millisekunden	wie GuD	wie GuD
Investitionskosten									
leistungs-spezifisch		[€/kW]	500	600				1000*	2000*
kapazitäts-spezifisch		[€/kWh]	30	70	200	200	400		
Wartungskosten		[€/kW/year]	4	4	8**	8**	8**	4**	4**
Abschreibungsdauer		[Jahre]	25	20	10	10	10	20	20
Einsatzbereicht (technisch möglich)									
Großhandelspreis-Arbitrage			✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Primärregelleistung					✓	✓	✓		
Sekundärregelleistung			✓		✓	✓	✓		
Tertiärregelleistung			✓	✓	✓	✓	✓		

**nur Elektrolyseur & Methanierung berücksichtigt* **geschätzt

Investitionskosten Details

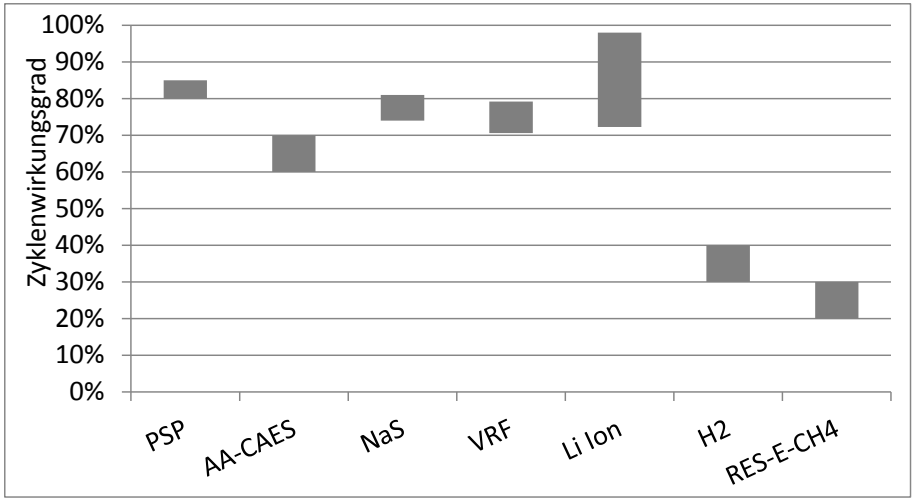
		Wasserstoff-speicher		Methan-speicher	
Elektrolyseur	[€/kW]	1000		1000	Wietschel et al. 2010
Methanierungsanlage	[€/kW]			1000	Annahme
Kompressor	[€/kW]	160		160	EPRI 2003
GuD-Kraftwerk	[€/kW]	550		550	Wietschel et al. 2010
Speicher (Salzkaverne)	[€/kWh]	0,5		0,15	Wietschel et al. 2010
	[€/kW]	≈1800		≈2800	

Speichertechnologien

Zyklen-Wirkungsgrade

- *Pumpspeicher und Akkus weisen den höchsten Zyklen-Wirkungsgrad auf (η_s≈80%)*
- *AA-CAES (η_s ≈70%)*

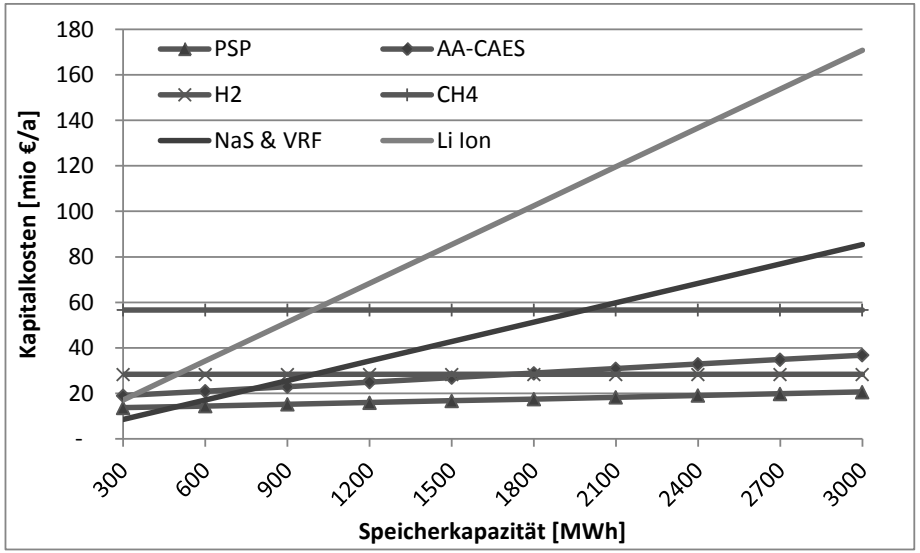
- *H_2 (η_s ≈35%)*
- *CH_4 (η_s ≈25%)*



Kapitalkosten

Kapazitätsabhängige Kapitalkosten

- *bei Pumpspeicher relativ gering*
- *etwas höher bei AA-CAES*
- *bei Akkus hoch*
- *bei H_2 und CH_4 kaum, da/wenn vorhandene Speicherinfrastruktur genutzt werden kann (Erdgasnetz)*



Speicherbewirtschaftung

Motiv für Errichtung eines Speichers:

⇨ Ertragssteigerung / Kostensenkung } Profitsteigerung

- **Bewertung als Einzelprojekt:** *In der Wirtschaftlichkeitsanalyse untersucht*

  Rentabilität des Speichers als Einzelprojekt (positiver Barwert?)

- **Bewertung im Energiesystem:**

  Bewertung wirtschaftlicher Synergien des Speicherbetriebs im Energiesystem

  z.B.: *Vermeidung des Einsatzes teurer Spitzenlast-Erzeugung*

  Vermeidung von Netzausbau

  Vermeidung von Curtailment erneuerbarer Erzeugung

Bewertung des Speichers als Einzelprojekt

Vorgehensweise

+ Erträge aus Speicherbetrieb: Großhandelspreis Arbitrage (+Systemdienstleistungen)
- Kosten des Speichers (Kapitalkosten, Betriebskosten)
= Gewinn/Jahr

Grundlagen:

$$G = R_{p-o} + R_r - C$$

$$C = CC + OC \qquad CC = IC \cdot CRF$$

$$CRF = \frac{r \cdot (1+r)^{DT}}{(1+r)^{DT} - 1}$$

$$R_{p-o} = f(p_{e(t)}, \eta_s)$$

$$\eta_s \geq \frac{p_{in}}{p_{out}}$$

G … Gewinn [€/Jahr]
R_{p-o} … Erträge Peak-Off Peak Spread [€/Jahr]
R_r … Erträge Regelenergiebereitstellung [€/Jahr]
C … Kosten Speicher [€/MWh]
CC … Kapitalkosten [€/Jahr]
OC … Betriebskosten [€/Jahr]
IC … Investitionskosten [€/MWh]
CRF … Annuitätenfaktor
r … Kalkulationszinssatz [%]
DT … Abschreibungsdauer [Jahre]
p_e … Strompreis [€/MWh]
η_s … Speicherwirkungsgrad [%]

Entscheidende Größen für wirtschaftliche Bewertung:

→ Investitionskosten
→ Lebensdauer/Abschreibungsdauer & Zinssatz
→ Wirkungsgrad
→ Betriebsstunden
→ Strompreis (Peak-Off Peak Spread)
→ Teilnahme Regelenergiemarkt

Speicher wird nur betrieben wenn Peak-Off-Peak-Spread & Wirkungsgrad es rechtfertigen!!!

→ *Nicht bei allen Technologien möglich!*

Wirtschaftliche Rahmenbedingungen

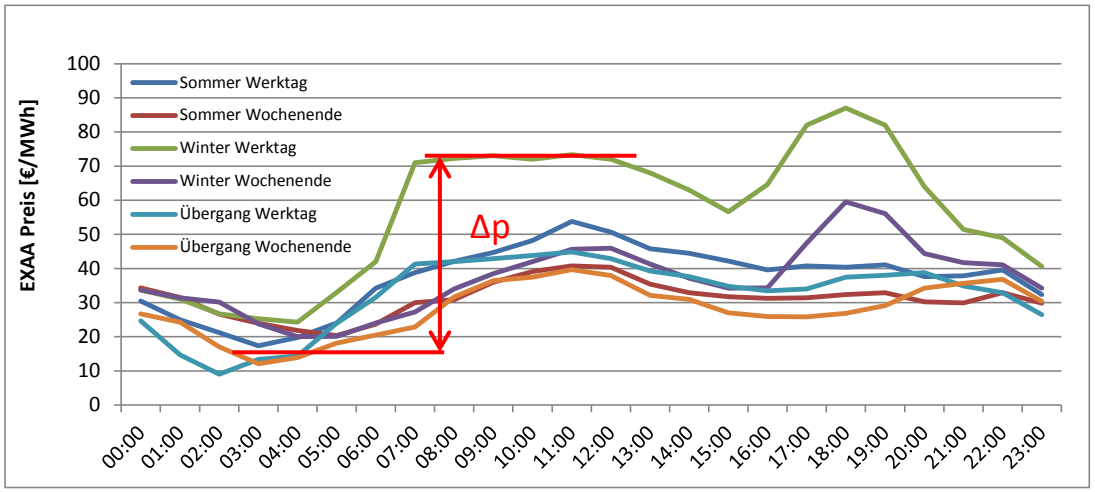
Strom-Großhandelspreise

EXAA Preise 2007-2011 *(Datenquelle: APCS 2012)*

Tagesverlauf

Großhandelspreisarbitrage:
Nutzung des Preishubs zwischen Peak- & Off-Peak Preisen

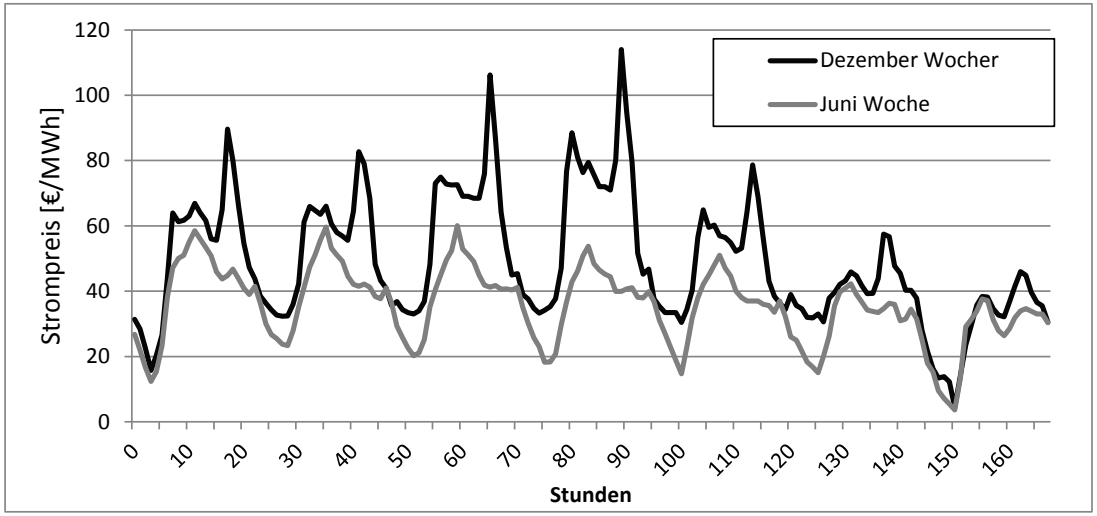
→ saisonale Schwankungen
→ Schwankungen nach Tagestypen (Werktage vs. Wochenende)



Wochenverlauf (2010)

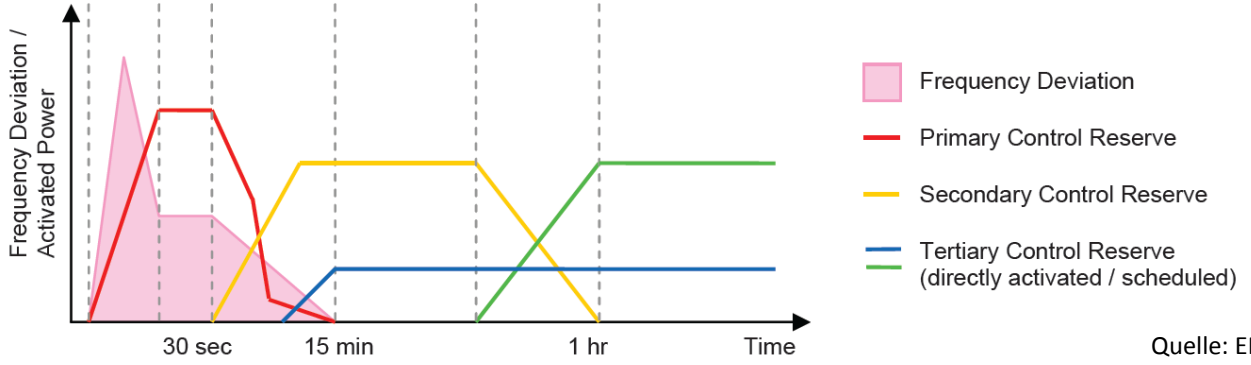
Einflussfaktoren:

- *Nachfrageseite (z.B. Tagestypen, Saison & Wetter)*
- *Angebotsseite (Grenzkraftwerke)*



Wirtschaftliche Rahmenbedingungen

Regelenergie



Quelle: ENTSO-E

Regelzone APG

- seit 2012 Beschaffung der benötigter Regelleistung mittels regelmäßiger Ausschreibungen
- jeder Marktteilnehmer berechtigt, der technische und vertragliche Bedingungen erfüllt

	ausgeschriebene Leistung	Zuschlags-verfahren	Regelung Abruf	Abruf-wahrscheinlichkeit (durchschnitt 2007-2011)	Leistungspreise 2010 positiv [€/MW/h]	Leistungspreise 2010 negativ [€/MW/h]	Abreitspreise 2010 positiv [€/MWh]	Abreitspreise 2010 negativ [€/MWh]
Primärregelenergie	+/- 71MW	nach Leistungspreis	zentral gesteuert	10-25%	-	-	-	-
Sekundärregelenergie	+/- 200MW	nach Leistungspreis	Reihung nach Arbeitspreis	15-20%	13	15	57	39
Tertiärregelenergie	+ 280 MW -125 MW	nach Leistungspreis	Reihung nach Arbeitspreis	0,5 - 3%	2	3	100	4
	Quelle: APG 2012			Datenquelle: APCS 2012	Datenquelle: Fussi et al. 2010			

Ergebnisse

Vergleich Pumpspeicher 2007-2011

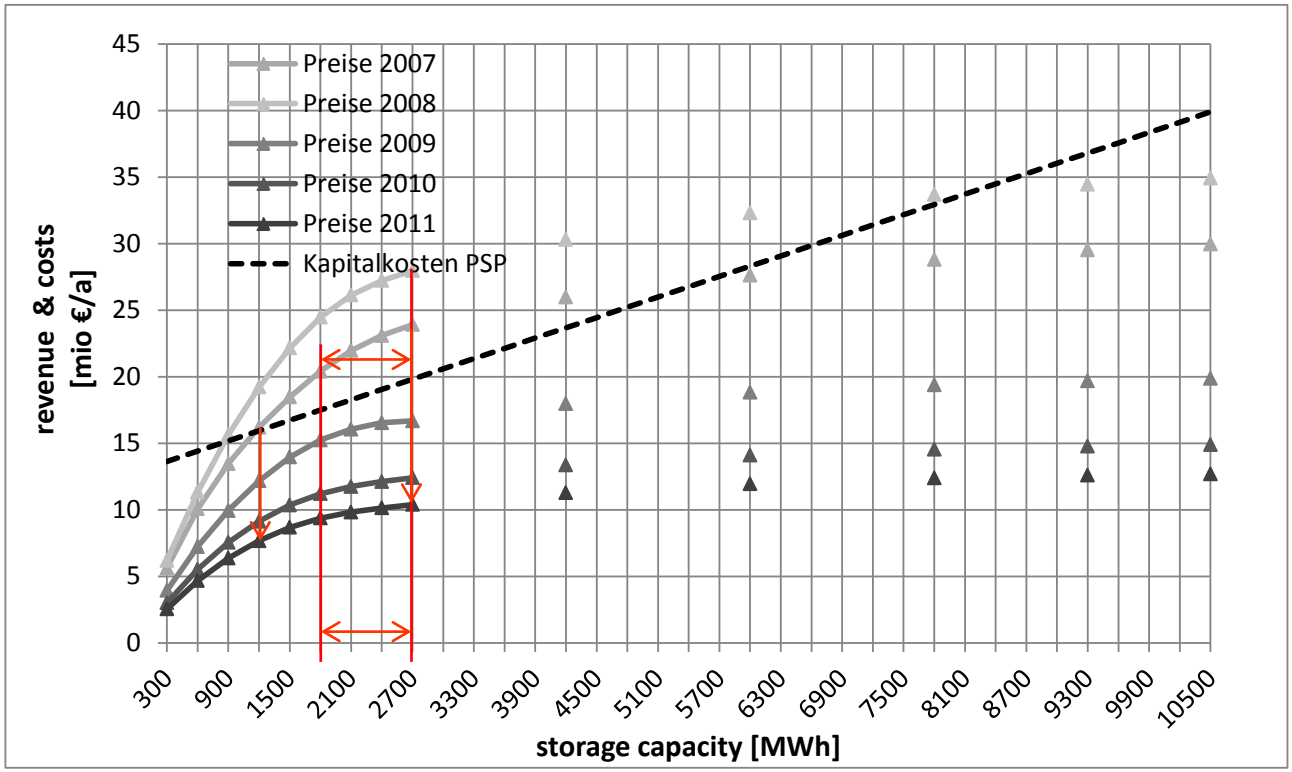
Pumpspeicherkraftwerk **P_{el} = 300 MW**

Jährliche Erträge aus Großhandelspreisarbitrage vs. Jährliche Kapitalkosten
(in Abhängigkeit von der Speicherkapazität)

Annahmen Kapitalkosten

Spez. Invest.kosten:	500 €/kW & 30 €/kWh
Abschreibungsdauer:	25 Jahre
Kalkulationszinssatz:	7 %

- *optimale Speicherkapazität ≈ 1800 – 2700 MWh*
- *Rückgang der Erträge 2008-2011 - 60%*
- *Seit 2009 Errichtung von PSP nicht mehr wirtschaftlich*



Ergebnisse

Technologievergleich

Elektrische Anschlussleistung **P_{el} = 300 MW**

Jährliche Erträge aus Großhandelspreisarbitrage vs. Jährliche Kapitalkosten
(in Abhängigkeit von der Speicherkapazität)

Annahmen Kapitalkosten

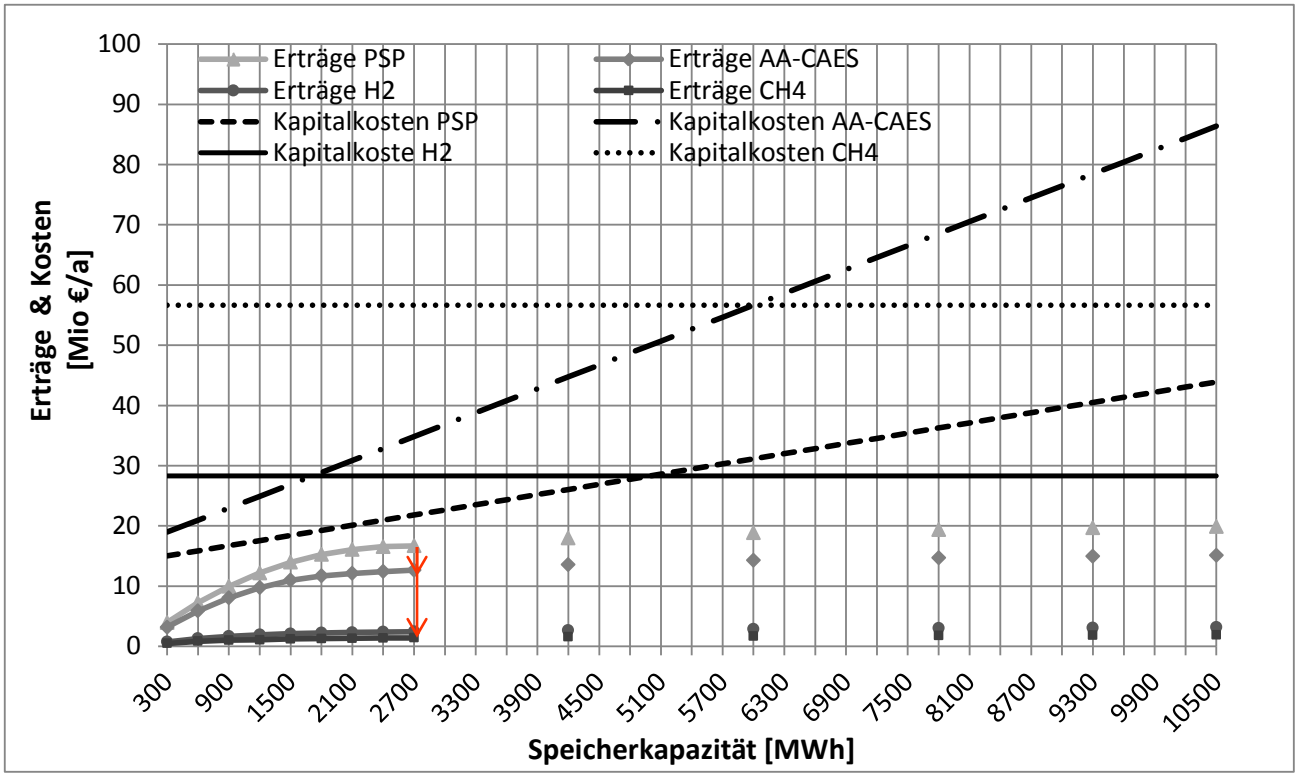
Spez. Invest.kosten:

PSP:	500 €/kW
	& 30 €/kWh
AA-CAES:	600 €/kW
	& 70 €/kWh
H_2:	1000 €/kW
CH_4:	2000 €/kW

Abschreibungsdauer:

PSP	25 Jahre
AA-CAES	20 Jahre
H2	20 Jahre
CH4	20 Jahre

Kalkulationszinssatz: 7 %



- *Speichererträge alternativer Technologien geringer als bei PSP (geringerer Wirkungsgrad)*
- *Investitionskosten der alternativen höher*

→ Alternativen sind wirtschaftlich nicht attraktiv

Ergebnisse

Vergleich Speicherbetrieb

Elektrische Anschlussleistung P_{el} **= 300 MW**

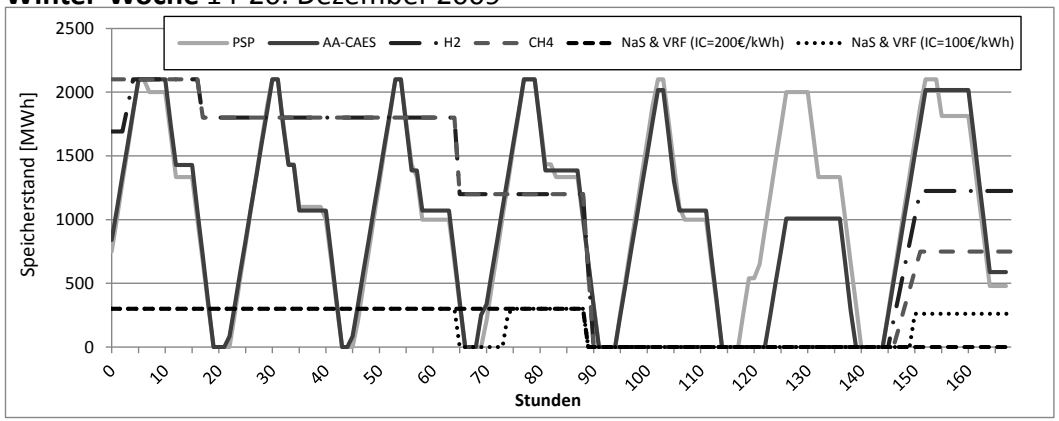
Speicherkapazität C_{el} **= 2100 MWh**

NaS & VRF C_{el} = 300 MWh

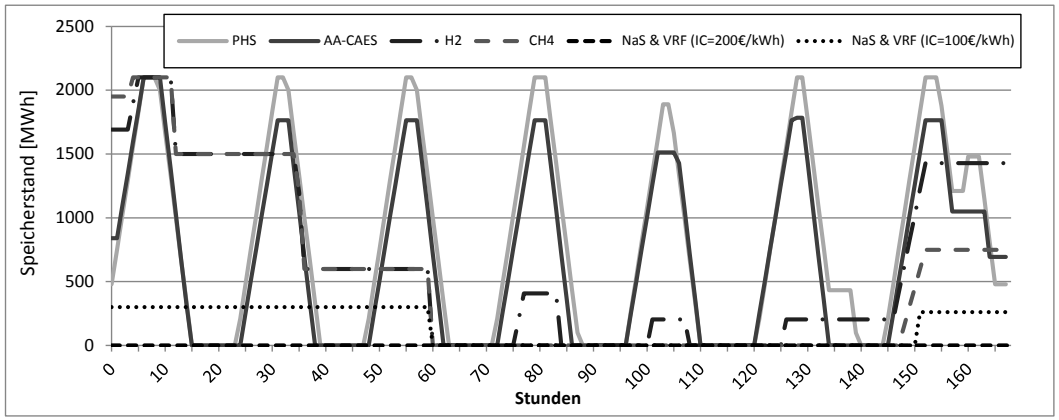
EXAA Spotmarkt Preise 2009

- *deutlicher Einfluss des Wirkungsgrads auf den Speicherbetrieb*
- *Technologien mir geringen Wirkungsgraden (H2 & CH4) können Tageszyklen kaum noch nutzen*
- *Speicherbetrieb von Akkus trotz guten Wirkungsgrads eingeschränkt, da Zyklen-kosten in der Betriebsführung berücksichtigt werden müssen*

Winter-Woche 14-20. Dezember 2009



Sommer-Woche 13-19. Juni 2009

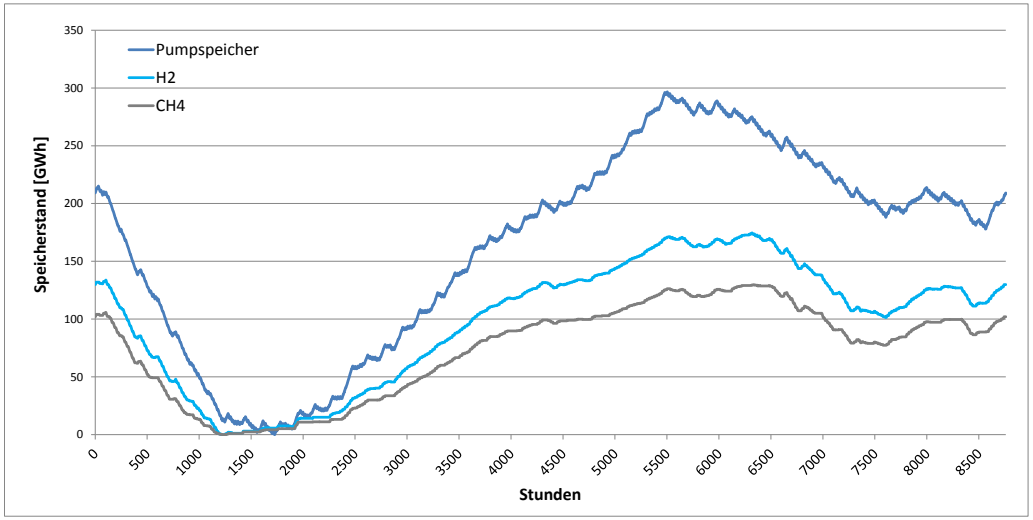


Ergebnisse

Saisonspeicher Pumpspeicher, Wasserstoffspeicher, Methanspeicher

Optimale Speicherkapazität
(bei 300MW Leistung)

Pumpspeicher	297 GWh
Wasserstoffspeicher	175 GWh
Methanspeicher	130 GWh



Speichererträge (EXAA Preise 2009)

Pumpspeicher	22,7 Mio. €
Wasserstoffspeicher	5,0 Mio. €
Methanspeicher	2,8 Mio. €

Wie hoch dürfen die spezifischen Investitionskosten bei diesen Erträgen sein?

→maximale Investitionskosten

Pumpspeicher	< 882 €/kW
Wasserstoffspeicher	< 178 €/kW
Methanspeicher	< 98 €/kW

Kostenziel für Technologien (Preise 2009)
Saisonaler Spread kann in Zukunft steigen (mehr erneuerbare Stromerzeugung)
→ höhere Erträge
→ höhere Kosten möglich

Schlussfolgerungen 1

Technologiespezifische Schlussfolgerungen

- **Pumpspeicher**
  ökonomisch attraktivste Option (hoher Wirkungsgrad, geringe kapazitätsabhängige Investitionskosten)
  in Österreich noch Potentiale vorhanden
  Projekte jedoch hart an der Wirtschaftlichkeitsgrenze (sinkende Erträge 2007-2011)
- **Adiabate Druckluftspeicher AA-CAES:** Investitionskosten werden für die Wirtschaftlichkeit entscheidend sein (Standort, Entwicklung der Technologie)
- **Elektrochemische Speicher (NaS, Redox Flow, Li Ion):**
  hohe kapazitätsabhängige Investitionskosten → für Preisarbitrage nicht geeignet
  bei Regelenergie in Ö starke Konkurrenz durch Speicher & Pumpspeicher → geringe Erträge
  → derzeit in Österreich nicht wirtschaftlich
- **Wasserstoff- und Methanspeicher:**
  geringer Wirkungsgrad
  als Tages- & Wochenspeicher ungeeignet
  evtl. als Jahres-/Saisonspeicher geeignet
  Investitionskosten und Großhandelspreis-Verlauf werden entscheidend sein

Schlussfolgerungen 2

Allgemeine Schlussfolgerungen

- Speichererträge sind zwischen 2007 und 2011 zurückgegangen (≈ -60%)
- Unsicherheit bezüglich der zukünftigen Entwicklung der Großhandelspreise (Entwicklung des Preis-Spreads)

  Einflussfaktoren:
  - Erwarteter Anstieg des Grundlastpreises (Atomausstieg Deutschland; Anstieg v. Brennstoff- & CO_2-Preisen)
  - Reduktion der Preisspitze im Sommer durch Photovoltaik (Merit-Order-Effekt)
  - Ausbau der Speicherkapazität
  - Ausbau flexibler Erzeugungskapazität (GuD)
  - Rahmenbedingungen der Windeinspeisung
  - Prognosequalität der Erneuerbare

- Regelenergiemärkte bieten in Ö wenig zusätzlichen Anreiz wegen geringem Bedarf (Regelzone APG) und starker Konkurrenz durch vorhandene Kapazitäten (Speicher & Pumpspeicher)

- Speicherbedarf im System wird steigen (Anstieg der Stromerzeugung aus Erneuerbaren) Errichtung von Speichern in Österreich jedoch bei derzeitigen Rahmenbedingungen kaum attraktiv
  (Erträge rückläufig, Entwicklung ungewiss…)